

PROYECTO FINAL DE CARRERA.



**Universidad
Carlos III de Madrid**

COMPARACIÓN TERMOENERGÉTICA DE SISTEMAS DE CONDENSACIÓN PARA MÁQUINAS FRIGORÍFICAS.

Departamento de energía térmica y de fluidos

Autor: Fernando Martín Prieto.

Tutor: Néstor García Hernando.

Leganés 03/10/2014.

Resumen.

Hoy en día, en nuestro entorno, los sistemas de refrigeración están implantados tanto en la industria como en la vida común para refrigerar habitáculos o sistemas físicos. Estos sistemas no sólo cumplen la función de mantener sistemas en condiciones óptimas de trabajo evitando un aumento excesivo de temperatura del equipo, sino su principal función, a día de hoy, es la aclimatización y el acondicionamiento de habitáculos y sistemas físicos para mayor confort. Este modelo de sistema ha permitido conseguir mayores comodidades y un mejor estado del bienestar creando un espacio agradable en el que permanecer cómodamente.

La refrigeración consiste en un proceso termodinámico de extracción de calor para mantener unas condiciones óptimas de temperatura.

El presente proyecto, estudia desde un punto técnico y económico, los sistemas de refrigeración de media y baja potencia para la evacuación de calor. Se evaluarán distintos modelos de sistemas y se realizarán simulaciones de estos ante distintas condiciones de entrada. Para analizar los sistemas, se realizará un estudio térmico y mecánico, y un estudio del consumo económico y ambiental que conlleva su funcionamiento. Cada sistema dependiendo de su arquitectura y su modelo de trabajo va a funcionar a distinto régimen, ya sea un sistema refrigerado sólo con aire como medio de evacuación de la carga térmica del sistema o trabaje además con agua como medio asistido del aire para la evacuación.

El principal punto donde se centra el estudio, es en la comparativa de los sistemas trabajando bajo mismas condiciones. Para ello, gracias a la programación con Matlab se ha desarrollado un software, para cada uno de los sistemas evaluados, Aircooled, Torre de refrigeración y Condensador evaporativo. La compilación del software permitirá evaluar que tipo de sistema se adapta mejor a las condiciones de entrada con las que trabajamos. El programa diseñado evaluar los parámetros de funcionamiento que irán variando a lo largo del periodo de trabajo y cuyos resultados se proyectarán en curvas para su posterior análisis. Además, para completar la comparativa, se someterán los mismos sistemas a distintas condiciones climatológicas de entrada en diferentes regiones de España. Estas variaciones, se verán reflejadas en oscilaciones en los parámetros de funcionamiento. Las representaciones gráficas, proyectarán el comportamiento de cada sistema ante distintas situaciones de entrada. Los consumos y eficiencias de trabajo mostrarán una idea para poder concluir cual es más conveniente para la instalación planteada.

En el análisis de resultados, para completar la comparativa se ha realizado un estudio económico del gasto energético que ocasiona el funcionamiento de los sistemas. Todos los sistemas tienen un gasto energético para el funcionamiento de los sistemas de impulsión de aire para la evacuación de la carga térmica. Además, los sistemas asistidos por agua, van a añadir el gasto de las bombas de impulsión de agua por el circuito auxiliar para su posterior pulverización. Otro parámetro, de no menos valor hoy día, es el impacto ambiental y las emisiones que originan cada sistema que harán de algunos sistemas más aconsejables para reducir el riesgo de proliferación y transmisión de microorganismo o generación de contaminantes.

La finalidad del proyecto es doble, por un lado presentar de todas las aplicaciones, la tecnología y el funcionamiento que envuelven los sistemas de refrigeración y su posición en el mercado actual. En segundo lugar, como principal motor para el desarrollo del presente proyecto, desarrollar un software que permita evaluar los sistemas de refrigeración presentes en el mercado actual ante distintas condiciones de entrada.

Para la obtención de conclusiones se ha realizado un análisis comparativo de los tres sistemas Aircooled, Condensador evaporativo y Torre de refrigeración evaluando parámetros mecánicos y térmicos, como son: régimen de funcionamiento, potencia y rendimiento. Además se ha evaluado la eficiencia energética, el impacto ambiental y finalmente se ha realizado un estudio económico del gasto de consumo de energía.

Uno de los principales parámetros de influencia para la selección de un sistema de refrigeración son los parámetros de entrada. Las condiciones ambientales y la carga térmica son los principales determinantes del régimen de funcionamiento. Tras la simulación de los sistemas en tres regiones diferentes de España, se han obtenido grandes variaciones en la evolución de sus parámetros de funcionamiento. La humedad relativa ambiental y la temperatura seca del aire han sido los principales factores que han motivado este cambio.

En todos los casos, el sistema refrigerado sólo por aire, Aircooled, se ha visto sometido a regímenes de funcionamiento más altos, mientras que los dos sistemas asistidos por agua, Condensador evaporativo y Torre de refrigeración, han trabajado con mayor eficiencia.

Finalmente, en el caso a estudio donde se está trabajando, con sistemas de media carga en un clima mediterráneo con total disponibilidad de agua, el sistema que mejor se adaptaba es el condensador evaporativo debido a su alta eficiencia. Por otro lado, la torre de refrigeración requiere de un mantenimiento exhaustivo y podría llegar a ser una fuente de proliferación de microorganismo y legionela. Sin embargo, el aircooled tiene un gran gasto energético en comparación con los otros dos sistemas. Además, el sistema asistido sólo por aire es muy sensible ante variaciones en las condiciones de entrada ocasionando oscilaciones en su régimen.

Con el software desarrollado, se pueden realizar simulaciones de los tres sistemas variando las condiciones de entrada en cualquier lugar donde se quiera implantar una instalación de refrigeración.

Abstract.

Nowadays, all around us, refrigeration systems are a key component in the industry as well as in everyday life for cooling interior spaces or physical systems. These systems do not only carry out the function of keeping systems working in optimal conditions avoiding the overheating of the equipment, in addition they serve in conditioning the air quality of the desired space in order to obtain thermal comfort. This model of HVAC has successfully achieved the welfare of the occupants through the control of the indoor air quality.

Refrigeration is a thermodynamic process of heat extraction to maintain optimal conditions of temperature.

This project studies the heat extraction in medium and low power refrigeration systems from a technical and economic standpoint. Different models of refrigeration systems will be evaluated and simulations of them will be run with different inputs. The analysis of the systems will be done through a thermal and mechanical study; the energy consumption and economic viability will also be considered in this project. Each system, depending on its architecture and its working process is going to have a different performance, either using air as the heat remover or spraying water for more efficiency.

The study is focused on the comparison of three systems working under the same conditions. To do this, a software for each of the refrigeration systems (Air-cooled, Evaporative Condenser and Cooling Tower) has been developed in Matlab. The software will help estimate which type of system works best for the given input conditions. The program evaluates the working parameters that change over the period of activity, its results will be plotted in different graphics for further analysis. Besides, to complete the comparative, the system's input will be the weather conditions from different regions of Spain. These variations will show as fluctuations in operating parameters. The obtained graphs illustrate the performance, consumptions and efficiencies to be able to pick the most convenient facility.

In the analysis of result, the comparative has been completed with a economic study of energy expenditure which cause the work of the system. All of systems have a energy consumption for motivated the work of their air propulsion system for extracting the load thermal. Besides, another parameter, not less important nowadays, is the environment impact and the emissions that grow up in each system. These variables will give more advisable some systems than the others for reducing the risk of proliferation and transmission of microorganism or developing of pollution.

The propose of this project is double, in one way, perceiving fully all the applications, the technology and their functions which involve the refrigeration systems and their positions in the current market.

In a second way, as a main engine for developing of this design, is developing a software that allow evaluating the mechanical and thermal behavior of these systems when they are subjected to different conditions and their feasibility for future facilities.

For getting conclusions, the parameters of the three types of systems have been analyzed, which are the mechanical and thermal working, energy efficiency, environment impact and feasibility of the product. The results get for each one of this systems show an idea about system would be more advisable set up and how would be its behavior for future facilities.

The input conditions are the main reason for choosing one of the refrigeration systems. On the other hand, weather and thermal load are the main reasons encourage change the regimen of the systems. Before doing the simulation for each system in the different areas of Spain, great variations in their parameters have been getting. The relative humidity and dry air temperature have been the main cause of this change.

In all cases, the air-cooled, have been working to high regimens, while, the other systems, spraying water, have been working to more efficiency.

In the end, in this design, where it used systems of medium power in a Mediterranean weather and total water availability, the best systems is the Evaporative Condenser because of its high efficiency. The cooling tower must keep a day by day maintenance and might become a proliferation source of microorganism and Legionela. Secondly, the air-cooled have a more high consume than the others and might reach high peaks load because of adverse input conditions.

This software allows doing simulations and showing their parameters of the three systems if the input conditions were oscillated for anywhere where a facility wanted to be installed.

Índice.

1. INTRODUCCIÓN.....	13
1.1. Introducción.....	14
1.2. Justificación y motivación.....	16
1.3. Historia, beneficios y estado del arte de los sistemas a analizar.....	17
1.4. Objetivos del proyecto.....	19
1.5. Metodología a seguir.....	20
1.6. Hipótesis a tener en cuenta en la programación del software.....	22
1.7. Legislación y normativa.....	25
 2. FUNDAMENTOS Y DATOS DE LA INSTALACIÓN.....	 28
2.1. Sistema frigorífico.....	29
2.1.1. Máquina frigorífica de compresión.....	29
2.1.2. Circuito de condensación.....	34
2.2. Definiciones.....	35
2.2.1. Temperatura de bulbo seco.....	35
2.2.2. Temperatura de bulbo húmedo.....	35
2.2.3. Humedad relativa.....	35
2.2.4. Calor latente.....	36
2.2.5. Calor sensible.....	36
2.2.6. Carga térmica.....	37
2.2.7. Purga.....	37
2.2.8. Pulverizador.....	37
2.2.9. Superficie o área de transferencia.....	38
2.2.10. Eliminadores de gotas.....	38
2.2.11. Sistema de impulsión.....	38
2.3. Refrigerantes y freones.....	39
2.4. El clima.....	51
2.5. Diseño de carga térmica.....	53
2.6. Tecnología de los sistemas de condensación.....	55
 3. DESCRIPCIÓN TÉCNICA DE LOS SISTEMAS.....	 63
3.1. Descripción de la instalación.....	64
3.2. Consideraciones de aplicación.....	66
3.3. Sistemas genéricos.....	67
3.3.1. Condensador evaporativo, descripción, cálculos y resultados.....	67
3.3.2. Aircooled, descripción, cálculos y resultados.....	70
3.3.3. Torre de refrigeración, descripción, cálculos y resultados.....	72

4. CÁLCULOS PARA LA SIMULACIÓN.....	77
4.1. Introducción.....	78
4.2. Balances energéticos.....	78
4.3. Proceso de cálculo.....	81
 5. PRESENTACIÓN DE SIMULACIONES DE MATLAB, COMPARATIVA DE SISTEMAS.....	 83
5.1. Introducción.....	84
5.2. Simulación Sevilla.....	84
5.3. Simulación Madrid.....	89
5.4. Simulación Girona.....	94
5.5. Conclusiones.....	99
 6. Estudio económico.....	 104
6.1. Introducción.....	105
6.2. Condiciones iniciales.....	105
6.3. Consumos energéticos según el sistema de condensación.....	106
6.3.1. Aircooled.....	107
6.3.2. Condensador evaporativo.....	107
6.3.3. Torre de refrigeración.....	108
6.4. Consumo económico.....	109
 7. IMPACTO AMBIENTAL Y EFICIENCIA ENERGÉTICA.....	 111
7.1. Eficiencia energética.....	112
7.2. Impacto ambiental.....	113
7.2.1. Comparativa del impacto ambiental.....	114
7.2.2. Análisis en zona aislada sin suministro eléctrico.....	116
7.2.3. Impacto de los refrigerantes.....	117
 8. CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO.....	 122
8.1. Conclusiones generales.....	123
8.2. Trabajo futuro.....	125

9. BIBLIOGRAFÍA.....	126
9.1. Referencias académicas.....	127
9.2. Libros y manuales.....	127
9.3. Enlaces y páginas oficiales.	128
9.4. Programas.....	129
 10. ANEXOS.....	 130
10.1. Presentación del software de simulación.....	131
10.2. Aircooled.....	156
10.3. Torre de refrigeración.....	162
10.4. Intercambiador de placas.....	167
10.5. Condensador evaporativo.....	169

Índice de figuras.

Figura 1: Circuitos frigoríficos de compresión.

Figura 2: Diagrama de Mollier, P-h, R-134A.

Figura 3: Diagrama de Mollier, P-h, R-407C.

Figura 4: Diagrama de Mollier, P-h, R-22.

Figura 5: Diagrama de Mollier, P-h, R-407C.

Figura 6: Diagrama de Mollier, P-h, R-717.

Figura 7: Diagrama de Mollier, P-h, R-134A.

Figura 8: Temperatura del aire seco.

Figura 9: Temperatura del aire húmedo.

Figura 10: Vaneaxial Fan.

Figura 11: Parámetros funcionales de Vaneaxial Fan.

Figura 12: Bomba 1. Representación de altura.

Figura 13: Bomba 1. Representación de rendimientos.

Figura 14: Bomba 2. Representación de altura.

Figura 15: Bomba 2. Representación de rendimientos.

Figura 16: Sistema frigorífico.

Figura 17: Sistema frigorífico con circuito auxiliar.

Figura 18: Plano del Condensador evaporativo.

Figura 19: Plano del Air-cooled.

Figura 20: Intercambiador de placas.

Figura 21: Plano del Intercambiador de placas.

Figura 22: Plano de torre de refrigeración.

Figura 23: Balance energético.

Figura 24: Flujograma del proceso.

Figura 25: Caudal de aire, Sevilla.

Figura 26: Revoluciones del ventilador, Sevilla.

Figura 27: Potencia del ventilador, Sevilla.

Figura 28: Rendimiento del ventilador, Sevilla.

Figura 29: Nivel sonoro, Sevilla.

Figura 30: Caudal de aire, Madrid.

Figura 31: Revoluciones del ventilador, Madrid.

Figura 32: Potencia del ventilador, Madrid.

Figura 33: Rendimiento del ventilador, Madrid.

Figura 34: Nivel sonoro, Madrid.

Figura 35: Caudal de aire, Girona.

Figura 36: Revoluciones del ventilador, Girona.

Figura 37: Potencia del ventilador, Girona.

Figura 38: Rendimiento del ventilador, Girona.

Figura 39: Nivel sonoro, Girona.

Figura 40: Consumo eléctrico.

Figura 41: Comparación de emisiones de CO₂ en cada región.

Figura 42: Comparación de emisiones de CO₂ según fuente de abastecimiento.

Índice de tablas.

Tabla 1: Datos de refrigerante R-134A.

Tabla 2: Datos de refrigerante R-407C.

Tabla 3: Clasificación de refrigerantes.

Tabla 4: Refrigerantes 2.

Tabla 5: Refrigerantes 3.

Tabla 6: Refrigerantes 4.

Tabla 7: Refrigerantes 5.

Tabla 8: Refrigerantes 6.

Tabla 9: Refrigerantes 7.

Tabla 10: Propiedades R-22.

Tabla 11: Propiedades R-407C.

Tabla 12: Propiedades R-717.

Tabla 13: Propiedades R-134A.

Tabla 14: Potencia de bombas.

Tabla 15: Propiedades R-407C.

Tabla 16: Propiedades Condensador evaporativo.

Tabla 17: Propiedades Air-cooled.

Tabla 18: Propiedades de intercambiador de placas.

Tabla 19: Parámetros de intercambiador de placas.

Tabla 20: Propiedades de torre de refrigeración.

Tabla 21: Tarifa 3.0A de electricidad.

Tabla 22: Refrigerantes 1.

Tabla 23: Partículas contaminantes.

1

Introducción.

Introducción.

1.1. Introducción.

Actualmente, tanto para la vida común como para la industria son necesarios medios que nos permitan refrigerar sistemas o espacios. La refrigeración es un proceso termodinámico y fluidomecánico que consiste en la extracción de calor, considerando que el frío no existe y es una simple disminución del nivel térmico directamente relacionado con una bajada de la temperatura.

Por otro lado, las máquinas frigoríficas, son diseñadas para la evacuación de calor y disminución de la temperatura de un sistema o habitáculo. A través de un circuito frigorífico de compresión, se extrae el calor. Primero, el evaporador situado en el circuito primario se encarga de extraer el calor, para más tarde ser expulsado al ambiente exterior por el condensador apoyándose en un sistema de refrigeración por impulsión o tiro natural. Para el desplazamiento de este calor se utiliza un fluido de trabajo llamado refrigerante. EL movimiento del fluido vendrá inducido por un compresor que consumirá una potencia eléctrica. Para el intercambio de energía térmica entre los focos se usan intercambiadores de placas o tubos según el estado y la naturaleza del fluido refrigerante.

El medio utilizado para la extracción de la carga térmica debe admitir toda la energía que demanda el sistema, en la mayoría de los casos, el medio utilizado es aire atmosférico debido a que es una fuente inagotable y gratis, pero también es común el uso de agua cuando el sistema trabaja a mayor carga. El cambio de estado, nos permite aumentar la transferencia de energía calorífica en comparación con la transferencia de calor sensible, de esta forma se logra una mayor disminución de la zona de intercambio.

Estos sistemas son necesarios en muchas aplicaciones para la evacuación de calor ocasionado por la actividad o funcionamiento de un sistema. En muchas ocasiones estos sistemas trabajan a altos regímenes para poder vencer las condiciones climatologías en las que se ven sometidos a funcionar, esto supone grandes gastos energéticos. Actualmente, esta industria se ha expandido en la instalación de sistemas de baja potencia para el acondicionamiento de pequeños sistemas o habitáculos que ocasionan una pequeña carga térmica. Debido al nuevo concepto del medio ambiente que se ha desarrollado, el principal objetivo en el diseño de sistemas de refrigeración está centrado en la eficiencia energética y en el control y prevención de residuos y contaminantes. Se están desarrollando refrigerantes que no originen emisiones y que no promuevan el cambio climático destruyendo el ozono.

En el circuito de refrigeración, para la evacuación de la carga térmica del sistema, podemos distinguir claramente dos circuitos:

- **Refrigeración por compresión mecánica:** motiva el movimiento del fluido refrigerante por los conductos entre los intercambiadores gracias a un gradiente de presión entre zonas. En estos sistemas podemos distinguir con claridad dos circuitos que son:
 - **Circuito primario.** El proceso empieza extrayendo el calor del sistema a refrigerar a través de la evaporación del refrigerante en un intercambiador de calor, denominado evaporador. La cantidad de energía en forma de calor que el fluido ha absorbido, es la denominada carga térmica. Tras esto, un compresor mecánico impulsará el fluido hasta otro intercambiador donde se liberará el calor condensando de nuevo el fluido refrigerante. Finalmente llevamos el fluido a través de una válvula de expansión que devolverá al fluido al punto inicial.
 - **Circuito secundario.** El calor recibido por el intercambiador del circuito primario, es transportado al sistema de condensación con el exterior. Según el circuito a utilizar se clasifican en:
 - **Circuito abierto:** En la transferencia de calor el fluido de trabajo está en contacto directo con la atmósfera.
 - **Circuito cerrado:** La transferencia de calor se realiza a través de conducción por un conducto. El fluido de trabajo no está en ningún momento en contacto con la atmósfera.

También podemos clasificar los sistemas de refrigeración por compresión según la potencia requerida para disipar calor que está directamente relacionada con la relación de compresión. Estos se dividen según el número de etapas:

- **Sistema de una etapa.** Se compone de un sistema de compresión simple que nos permite gran versatilidad aunque sólo es útil para sistemas que no absorban grandes cargas caloríficas.
 - **Sistemas multietapa.** Permite alcanzar mayores relaciones de compresiones, lo que nos permitirá absorber mayores cargas térmicas.
-
- **Refrigeración por absorción:** Sistema que nos permite aprovechar la capacidad que tienen algunas sustancias de absorber a otras sustancias cuando cambian de fase (de líquido a estado gaseoso). Las sustancias más comúnmente empleadas son el agua junto con el bromuro de litio ya que dan una mayor eficiencia debido a que el bromuro de litio al calentarse se deshidrata.

1.2. Justificación y motivación.

Muchas aplicaciones o procesos industriales requieren la extracción de calor para poder mantener unas condiciones óptimas de trabajo y un confort. El avance de la tecnología, permite acondicionar todo tipo de instalaciones para extraer el calor residual que genera una actividad.

La transferencia de calor es un modelo que permite el estudio y análisis del intercambio de calor entre dos masas o cuerpos. En el diseño de sistemas que permitieran la extracción de calor se requería de algún medio que permitiera evacuar este calor al exterior. Para ello, era imprescindible que este medio fuera una fuente inagotable e inocua de materia, como es el aire y el agua.

Para la selección de los sistemas de refrigeraciones hay que evaluar el medio que queremos acondicionar, es decir la carga térmica que queremos extraer, y los medios que disponemos para poder realizar la instalación. También, es importante evaluar el coste inicial de inversión de los equipos y el mantenimiento que estos requieren, posible coste de amortización dependiendo del sistema instalado.

El análisis de estos parámetros fue el principal motor que motivo para el desarrollo de este proyecto. La idea principal residía en el desarrollo de un software capaz de analizar los sistemas y aportar conclusiones del comportamiento de los sistemas según como unas condiciones de entrada. Para ello, se debía desarrollar la programación en Matlab de cada uno de los sistemas a analizar, en este caso Aircooled, impulsado solo por aire, y dos sistemas asistidos por agua, Torre de refrigeración y Condensador Evaporativo, que describieran el funcionamiento y comportamiento de cada uno. La variación de las condiciones de entrada haría necesario utilizar unos sistemas de mayor potencia o de menor potencia según las condiciones de entrada fueran más adversas o más favorables. En este punto, para acercar lo más posible el proyecto a la realidad, se decidió utilizar sistemas reales del mercado actual. Tras la elección del sistema que más se adaptase a los requerimientos exigidos, sería necesaria la optimización de algunos parámetros de trabajo para un funcionamiento más eficiente. Gracias a las representaciones gráficas de los parámetros de funcionamiento obtenidas en las simulaciones, se podrían alcanzar conclusiones que permitieran seleccionar el sistema que mejor se adapte a las necesidades planteadas.

Los continuos avances en la investigación medio ambiental y el progresivo avance de la tecnología han permitido añadir acotaciones a los sistemas para su diseño más eficiente en el consumo energético y en el control del impacto ambiental. La utilización de sistemas asistidos por agua puso de manifiesto la proliferación de Legionella y puso en jaque sistemas como las torres de refrigeración, las cuales mantienen un mayor rendimiento de trabajo y una mayor eficiencia que los sistemas asistidos solo por aire.

Otro importante limitación fue el uso de refrigerantes y freones como fluidos de trabajo para la evacuación de calor en los sistemas frigoríficos, los cuales eran, en muchos casos altamente inflamables o contaminantes.

En la actualidad, los sistemas frigoríficos están altamente extendidos y avanzados, las instalaciones de media carga no requieren de estudio ni simulaciones ya que el mercado actual posee una alta variedad de productos adaptados a todas las necesidades. En cambio, para las instalaciones de grandes cargas, donde se requieren sistemas de gran capacidad, las empresas realizan estudios y diseñan sistemas que se adapten a los requerimientos exigidos, aunque esto suponga un aumento considerable del coste de inversión. En muchos casos, para instalaciones de gran capacidad, es aconsejable la disposición de un conjunto de modelos conectados en paralelo para dar suministro a la demanda requerida. Esta táctica en la predisposición de los sistemas nos permite adaptar nuestros sistemas para que funcionen de manera más óptima posible, procurando trabajar a regímenes altos y poder continuar funcionando la instalación en caso de avería de uno de los sistemas o para mantenimiento.

En todos los casos al realizar una instalación, es necesario conocer y adaptar los sistemas a los requerimientos exigidos y realizar un estudio preliminar para la selección del modelo que mejor adapte cumpliendo con las normativas y decretos impuestos en este ámbito.

Los resultados teóricos y los obtenidos de los modelos de programación en Matlab para cada uno de tres sistemas, nos darán una clara visión del funcionamiento y comportamiento de los sistemas de refrigeración. Siendo el objeto de este el exponer de forma clara los parámetros de funcionamiento, la arquitectura de los sistemas seleccionados y su funcionamiento térmico y mecánico dependiendo de las condiciones de entrada, es decir, realizar un estudio comparativo del funcionamiento y viabilidad de los sistemas según la situación geográfica en la que se realice la instalación.

1.3. Historia, beneficios y estado del arte de los sistemas a analizar.

Antiguamente, se utilizaba la evaporación o se disponía de hielo o nieve como método para disminuir la temperatura de un sistema o lugar y de esta forma evacuar el calor. Pocos años después, se empezó a emplear agua como sistema frigorífico para la refrigeración. La progresiva y rápida evolución de los conocimientos medioambientales y de la termodinámica ha permitido lograr importantes avances en este campo.

Los sistemas frigoríficos de refrigeración más comunes requieren aire, agua o ambas para extraer energía en forma de calor de los sistemas generadores o de habitáculos. Los más comunes eran: la torre de refrigeración y el aircooler (sistema refrigerado sólo por aire).

La utilización de uno u otro sistema, va a venir motivado, por la disponibilidad, la diferencia de recursos que exige el funcionamiento de cada uno, las condiciones locales en las que instalemos nuestro sistema, como es la meteorología, y las limitaciones de carga que este imponga. Las zonas de reducida disponibilidad para el suministro de agua o zonas donde el coste de esta sea muy elevado será recomendable la instalación de un sistema propulsado por aire ya que la instalación de una torre de refrigeración supondría un coste desmesurado para el abastecimiento de agua e incluso este sistema presentará algunos inconvenientes como corrosión de las tuberías o legionela. Por otro lado, el contacto directo del aire y el agua en las torres de refrigeración hace de estos sistemas más eficientes. Por ello, ante las mismas condiciones de trabajo, las torres de refrigeración, en comparación con los sistemas de aircooled, funcionan a regímenes más bajos, ocasionando un menor consumo energético y viéndose menos sometidos.

Otro de los motivos que nos ayudará a elegir un sistema u otro son las condiciones ambientales que existan en la región donde queremos construir nuestra instalación. Un clima cálido y seco con altas temperaturas, no podremos usar el aire como método para extraer energía calorífica ya que sería necesario utilizar sistemas de impulsión muy potentes que ocasionarían un gran consumo energético en el ventilador (Fan), debido a que necesitamos un gran caudal de aire. Por esta razón, sería recomendable trabajar con líquidos como fluido de trabajo ya que tienen mayor capacidad térmica que el aire.

Los condensadores de aire utilizar un fan para mover el aire a través de unos tubos por los que circula nuestro fluido de trabajo que queremos refrigerar. Los tubos normalmente están aleteados y compuestos por un material que motive la transferencia de calor. En cambio, en las torres de refrigeración el sistema es abierto y existe contacto directo entre el fluido de trabajo y el aire. Los sistemas abiertos tienen mayor tendencia a producir corrosión y picaduras e ocasionar incrustaciones que pueden producir taponamientos en las tuberías. Además, esta situación puede ocasionar la proliferación y difusión de legionela y la restricción para usar determinados fluidos de trabajo que sean contaminantes. Para solventar este problema, se desarrollaron los **condensadores evaporativos** que permiten aprovechar la capacidad térmica del agua en un sistema cerrado, lo que los hace altamente recomendables en sistemas que requieren evacuar una demanda muy alta de carga térmica. El fluido de trabajo circula por el interior de los tubos aleteados, para refrigerarlos se pulveriza agua encima de ellos y además se impulsa una corriente de aire que ayuda en la evacuación de la energía calorífica a la atmósfera. En este sistema se requiere un pequeño volumen de aire que ocasionara un reducido consumo de los motores del fan aunque se añadirá un consumo de las bombas del agua del circuito de recirculación. Estos sistemas al igual que las torres necesitan de exhaustivas inspecciones y de continuos controles para depurar impurezas y residuos y evitar la difusión de legionela, la cual, puede resultar un riesgo para salud pública.

En el mercado actual, los sistemas de refrigeración están centrados principalmente en el ahorro energético y en la renovación del aire del habitáculo, para la aclimatación, con la máxima calidad y reduciendo al máximo el uso de componentes contaminantes. De esta forma, conseguir que los sistemas trabajen de la forma más ecológica y sostenible posible, reduciendo así el impacto ambiental.

1.4. Objetivos del proyecto.

El objetivo de este trabajo de fin de grado es el desarrollo de un modelo de programación que nos permita comparar tres sistemas de refrigeración según unas condiciones de entrada y de esta forma analizar qué sistema se adapta mejor a los requerimientos exigidos.

Para comenzar, primero se debe realizar un análisis y poner de manifiesto los presentes sistemas de refrigeración para el acondicionamiento y aclimatación de sistemas o espacios. Tras esto, el objetivo principal, a diferencia de otros proyectos realizados con anterioridad, era desarrollar un software que nos evaluara las ventajas e inconvenientes entre los distintos sistemas de refrigeración. Las condiciones variables del programa son las condiciones iniciales y algunos parámetros de entrada de trabajo como son, la carga térmica que se requiera evacuar y las condiciones climatológicas del lugar donde se vaya a realizar la instalación y la estructura y funcionamiento del sistema a emplear. Según estos parámetros, el software mostraría las ventajas e inconvenientes que presentan cada sistema evaluando el gasto de caudales de aire y agua, gasto de potencia y de energía o niveles sonoros, entre otros.

En este proyecto se van a estudiar sistemas de refrigeración motivados por aire y por agua que son:

- Torre de refrigeración.
- Condensador evaporativo.
- Aircooler (condensador por aire).

Asimismo, el software realizará un estudio tanto térmico como energético con el fin de ayudar a decidir que instalación conviene más para conseguir alcanzar los objetivos y evacuar la carga de la forma más eficiente tanto económica como ecológicamente.

Otro punto importante es la conexión directa que se crea con el mercado actual. Esto se ve reflejado tras la implantación de las condiciones iniciales y los requerimientos del sistema. Para poder evacuar la carga y que el sistema funcione dentro de unos rangos óptimos de funcionamiento, es necesario buscar un diseño que cumpla con todos los requerimientos. Estos sistemas son sistemas de refrigeración reales que se encuentran hoy en día en el mercado. De esta forma, se conseguirá una aproximación mayor a un proyecto industrial y poder finalmente dar un análisis lo más cercano a la realidad.

Finalmente, nuestro programa proyectará gráficos que mostrarán la actuación de la instalación de cada sistema dependiendo de la región donde se realice acorde a la normativa y ordenanza actual. Las representaciones gráficas, mostrarán las variables de funcionamiento de los sistemas, el consumo energético al que se ven sometidos, el nivel sonoro que originan los sistemas de impulsión y el rendimiento al que funcionan durante el periodo de trabajo según las condiciones de entrada a las que se vean sometidos.

1.5. Metodología a seguir.

Para la realización del presente proyecto se han seguido unas pautas para alcanzar el objetivo final del diseño y obtención de resultados. Los pasos seguidos son los siguientes:

Fase 1.

Estudio preliminar de la bibliográfica sobre los elementos teóricos, tanto de diseño como dimensionado. También, se han evaluado los parámetros prácticos como arquitectura y funcionamiento de los distintos elementos a estudio para albergar la mayor diversidad de conocimientos del presente proyecto.

Fase 2.

Investigación sobre la situación actual de este tipo de sistemas en el mercado, la evolución que han sufrido y los últimos avances e investigaciones que se están desarrollando en este campo.

Fase 3.

Elección de los sistemas más comunes del mercado para la implementación y desarrollo de la programación del software de cálculo. En algunos casos, fue conveniente el apoyo en softwares comerciales e instrumentación y aplicaciones libres para el desarrollo matemático de cálculo del programa.

Fase 4.

Búsqueda de Legislación y normativa aplicable tanto fiscal como retributiva en el ámbito de la refrigeración para el diseño estructural y las limitaciones en emisiones, ruidos y uso de refrigerantes que puedan ocasionar en alguna medida contaminación.

Fase 5.

Introducción de los parámetros de entrada de los sistemas. Condiciones climatológicas en las que va a trabajar cada sistema, dependiendo de la región, y de unos datos de entrada tales como: carga térmica o temperaturas ambientales. De esta forma, se obtendrán los análisis de los rangos de validez de funcionamiento y aplicabilidad de los sistemas.

Fase 6.

Selección de los sistemas que más se adapten a los rangos de funcionamiento a los que se ven sometidos. Estos sistemas son escogidos de distintas empresas que se dedican a la comercialización de sistemas de refrigeración por impulsión para normalizar y acercar el estudio a la realidad. Tras su selección, se procede a la optimización de algunos parámetros de funcionamiento para su puesta en marcha. De esta forma se consigue adaptar los sistemas comerciales a los requisitos exigidos en la demanda para así lograr un sistema más eficiente y próximo a la realidad del mercado actual.

Fase 7.

Compilación del software final optimizado con el sistema comercial seleccionado para la proyección de los gráficos de funcionamiento donde se representarán las curvas que describen algunos parámetros de funcionamiento durante el periodo de trabajo.

Fase 8.

Al ser un proyecto industrial, el estudio económico ocupa una parte importante, por ello fue imprescindible hacer un estudio de viabilidad y rentabilidad teniendo en cuenta el tiempo de vida de cada equipo. Según las condiciones locales, climatológicas, donde fuese a ser construida la instalación y los requerimientos de estas vamos a tener un consumo medio y una inversión inicial que será evaluado siguiendo los conocimientos previos sobre economía de la empresa y estudios de mercado.

Fase 9.

Finalmente, se realizará una conclusión en la que se desarrollará un análisis crítico sobre los resultados obtenidos, tanto por las proyecciones gráficas del funcionamiento mecánico, térmico y de consumo de los sistemas, como las conclusiones obtenidas de eficiencia y viabilidad económica. Gracias a ello, se manifestarán las ventajas y desventajas de cada sistema dependiendo de los parámetros iniciales y de entrada en los que trabajen y de esta forma concluir que sistema sería más aconsejable instalar.

1.6. Hipótesis a tener en cuenta en la programación del software.

El principal objetivo del proyecto, es el diseño de un programa capaz de analizar qué tipo de sistema de refrigeración funciona de manera más óptima y eficiente ante unas determinadas condiciones de entrada. Estas condiciones de entrada van a depender del sistema que se quiera acondicionar variando la carga térmica y también dependiendo de las condiciones climatológicas que se desarrollen en la localidad donde se quiera implantar la instalación.

Para ello, se va a realizar una comparativa entre cada uno de los sistemas a estudio en unas mismas condiciones de trabajo de entrada y así poder analizar las condiciones en las que opera cada sistema.

El pilar principal sobre el que se ha realizado el estudio es la carga que se va a evacuar. En este proyecto se considera una carga térmica fija durante todo el proceso. Esta carga térmica, normalmente, trabajando bajo condiciones reales, va a sufrir variaciones ya que el habitáculo o sistema a refrigerar va a estar cambiando sus condiciones ya sea pérdidas debidas a grietas o fugas por aperturas al exterior, o simplemente, por aumento de la producción de la energía térmica debido a sistemas generadores.

Un sistema frigorífico está compuesto por una máquina frigorífica de compresión y otro circuito que contiene el sistema de refrigeración que evacua el calor al ambiente. Según las condiciones de entrada, cada máquina funcionará de manera más o menos eficiente.

Las oscilaciones en la carga térmica y en las condiciones ambientales de entrada, harán que los sistemas funcionen bajo condiciones más adversas o bajo condiciones más favorables. Es decir, una torre de refrigeración que está funcionando en un ambiente seco, dará poco trabajo al compresor ya que la humedad es un elemento desfavorable para la refrigeración debido al calor latente de vaporización del agua. En cambio, una torre que trabaja en unas condiciones donde el ambiente contiene una alta humedad, el compresor del sistema frigorífico al que está unido esta torre se verá obligado a trabajar en condiciones más adversas para refrigerar el sistema.

Por otro lado, el compresor de una máquina frigorífica unida a un sistema de condensación refrigerado sólo por aire, como el aircooled, trabajará bajo unas condiciones más adversas en un ambiente seco, esto se debe a la humedad relativa del aire que aumenta el coeficiente convectivo y con ello la transferencia de calor hacia el ambiente exterior en los tubos del condensador.

Hay que aclarar, que el estudio del presente proyecto se centra en el análisis del comportamiento de sistemas de refrigeración que permitan evacuar el calor al exterior, los sistemas sometidos a estudio son: Torre húmeda, Aircooler y Condensador evaporativo.

El proyecto evalúa el comportamiento de algunos parámetros de funcionamiento de los tres sistemas, como potencia, flujo de masa de aire que atraviesa el sistema, revoluciones a la que gira el ventilador, nivel sonoro y también analizamos el consumo de potencia que genera el funcionamiento del mismo. Esta simulación se desarrolla ante distintas condiciones de entrada sin contemplar los efectos que tiene estas oscilaciones en el sistema frigorífico de compresión.

Otro punto a analizar, son los procesos de enfriamiento que sufren los sistemas para evacuar la carga térmica. Estos procesos liberan energía en forma de calor sensible o de calor latente dependiendo del sistema a utilizar, de las condiciones de ambientales de entrada y en mayor medida, dependiendo de las propiedades del refrigerante o fluido a utilizar.

En los sistemas impulsados por aire, la extracción de calor se efectúa mayoritariamente en forma de calor sensible debido a la capacidad calorífica que tiene el aire y al incremento de temperaturas que experimenta, variando según el porcentaje de humedad que contenga el aire. En cambio, los procesos de refrigeración con sistema de torre húmeda o sistema evaporativo trabajan fundamentalmente con una pequeña transferencia en forma de calor sensible y una gran proporción en forma de calor latente (cambio de fase).

Para el desarrollo, debido a que se van a evaluar los sistemas en un clima principalmente mediterráneo, se considera que trabajan sólo con calor latente y que se produce solamente cambio de fase obviando que el fluido pueda entrar sobrecalentado y que podría salir subenfriado. Esta hipótesis, la podemos llevar a cabo, tras comprobar que, bajo las condiciones que evaluamos nuestros sistemas, la mayor transferencia de calor se produce en cambio de fase y que la cantidad de calor sensible es mucho más pequeña en comparación con la cantidad calor latente que se evacúa. Los sistemas aprovechan la energía de condensación del fluido refrigerante para evacuar el calor del sistema, por esta razón podemos denominar a los sistemas de refrigeración como sistemas de condensación.

Para la realización de las simulaciones se han considerado mismos sistemas de impulsión para todos los sistemas comerciales. De esta forma conseguir normalizar los consumos de potencia y que todos los sistemas dispongan las mismas capacidades y así conseguir una comparativa más equivalente y proporcional. Por ello, todos los sistemas de condensación poseen el mismo sistema de impulsión de aire con un ventilador de mismas dimensiones. Además, la arquitectura de los sistemas tienen dimensiones similares, de esta forma todos los sistemas evaluados poseen el mismo área de transferencia para el intercambio de calor y su posterior evacuación al exterior.

Además, se va a considerar, que el área de salida que posee el ventilador para evacuar el caudal o flujo de masa de aire del sistema es igual para todos los sistemas. De esta forma, las revoluciones y la potencia de funcionamiento de los sistemas siguen una función que dependerá de dos causas principales:

- La cantidad de flujo de masa de aire que sea necesaria introducir al sistema según los requerimientos del sistema o las condiciones de entrada en cada instante para poder evacuar la carga térmica. Para aumentar el caudal de entrada, será necesario aumentar la velocidad de paso del aire y para ello será necesario aumentar el régimen de giro del ventilador que impulsa el aire.
- La pérdida de carga que sufre el aire al atravesar cada sistema debido a su arquitectura o a la instrumentación que lo forma. Los principales causantes de pérdida de carga en los sistemas son los orificios de entrada del aire para la ventilación, y los elementos encargados de controlar la expulsión de los gases de escape al exterior, como por ejemplo, en las torres de refrigeración los empaquetamientos o en el caso de condensadores evaporativos, eliminadores de gotas en suspensión en el aire.

1.7. Legislación y normativa.

De acuerdo con la definición que nos presenta el Ministerio de Industria, Turismo y Comercio en el BOE en el Real Decreto 138/2011, de 4 de Febrero, un sistema frigorífico consiste en: “Conjunto de componentes interconectados que contienen refrigerante y que constituyen un circuito frigorífico cerrado, en el cual el refrigerante circula con el propósito de extraer o ceder calor (es decir, enfriar o calentar) a un medio externo al circuito frigorífico.”.

Según la vigente normativa aprobada el 4 de Febrero de 2011, podemos comprobar los requisitos generales y las pautas marcadas para el diseño y la fabricación para sistemas frigoríficos y de refrigeración. Además, podemos encontrar los procedimientos a seguir para la selección de los componentes y refrigerantes, y mantenimiento para poder cumplir las condiciones de higrotérmicas e higiénicas exigibles en los procesos industriales para el bienestar y para cumplir los objetivos medioambientales y energéticos. Las condiciones del aire procesado en el sistema frigorífico será aceptable, cuando sus concentraciones no sean nocivas para según determinan las autoridades competentes y no pueda llegar a ser un riesgo para la salud o el medioambiente.

Para el diseño y la implantación tendremos en cuenta la normativa y la legislación vigente tanto nacional como regional tanto en el BOE como en instituciones internacionales como ASHRAE.

Durante la realización de trabajos de limpieza y tratamiento de los sistemas para evitar riesgo en los usuarios y personal autorizado. De acuerdo con la Ley de prevención y riesgos laborales referida a la Orden SCO 317/2003, de 7 de febrero, más concretamente al artículo 8.1 del Real Decreto 865/2003 para las instalaciones con riesgo de producción de legionelosis y otros tipos de bacterias. Dicha ley obliga a la elaboración de programas señalizados de mantenimiento higiénico-sanitario para asegurar el correcto funcionamiento de nuestro sistema. Además se debe realizar un control periódico del análisis y control de los productos utilizamos en los sistemas así como la revisión y examen de cada una de las partes de su arquitectura.

De igual forma, la norma UNE 100030, informa de los criterios para la prevención contra la multiplicación y la diseminación de las bacterias tipo legionella. El procedimiento y la regulación de procesos para el mantenimiento de sistemas de refrigeración o condensación está reflejado en la UNE-ENV 12097.

Según la ordenanza reguladora de la emisión de ruidos y vibraciones de Febrero de 2014 se estipula según la sección 3 Máquinas y aparatos susceptibles de producir ruido y/o vibraciones que literalmente manifiesta “No podrá instalarse ninguna máquina y órgano en movimiento de cualquier instalación, en y/o sobre paredes, techos, forjados y otros elementos estructurales de las edificaciones, salvo casos excepcionales en los que se justifique que no se produce molestia alguna al vecindario, o instalen los correspondientes elementos correctores, o que el alejamiento o aislamiento de la actividad respecto a viviendas sea suficiente.”.

De acuerdo el bloque III de la ordenanza, debemos de diseñar nuestro sistema para nuestro fan al succionar o impulsar el aire no produzca unos niveles sonoros que superen los límites impuestos. Para ello, en base al punto tres del artículo nueve de este mismo bloque debemos aislar nuestra instalación. Cito: “En las instalaciones ruidosas ubicadas en las edificaciones: torres de refrigeración, grupos compresores en frigoríficas, de agua, climatizadores, evaporadores, condensadores y similares, se deberá tener en cuenta su espectro sonoro específico en las determinaciones de sus aislamientos acústicos mínimos, en función de su ubicación y horario de funcionamiento.”.

Por otra parte, para el análisis de los posibles refrigerantes que se pueden usar en el circuito de frigorífico y para el sistema de condensación se debe de tener en cuenta la aplicabilidad de cada uno teniendo siempre presente los requerimientos y restricciones que aparecen reflejados en el BOE. Aquí podemos encontrar una instrucción técnica con cada uno de los posibles refrigerantes disponibles para este tipo de sistemas con las cualidades y los requerimientos que estos necesitan en un periodo de tiempo para su correcto funcionamiento y máxima eficiencia posible. Asimismo, en el Artículo 4 se hace referencia al IF-02 para la clasificación de los refrigerantes:

“Artículo 4. Refrigerantes.

1. Los refrigerantes se denominarán o expresarán por su fórmula o por su denominación química, o, si procede, por su denominación simbólica alfanumérica.

La denominación comercial se entenderá como un complemento y en ningún caso será suficiente para denominar el refrigerante.

2. Atendiendo a criterios de seguridad (toxicidad e inflamabilidad), los refrigerantes se clasifican en los siguientes grupos simplificados que se desarrollan en la Instrucción técnica complementaria IF-02:

- a) Grupo de alta seguridad (L1): Refrigerantes no inflamables y de acción tóxica ligera o nula.
- b) Grupo de media seguridad (L2): Refrigerantes de acción tóxica o corrosiva o inflamable o explosivos mezclados con aire en un porcentaje en volumen igual o superior a 3,5 por cien.
- c) Grupo de baja seguridad (L3): Refrigerantes inflamables o explosivos mezclados con aire en un porcentaje en volumen inferior al 3,5 por cien.”.

2

Fundamentos y datos de la instalación.

2. Fundamentos y datos de la instalación.

2.1. Sistema frigorífico.

Un sistema frigorífico consiste en un modelo mecánico para la transferencia de energía térmica entre dos puntos. Con este método, a través de la circulación de un fluido refrigerante, transmitimos calor de un medio a otro para reducir la temperatura de un punto y llevarla a otro punto para su posterior evacuación al exterior.

Un sistema frigorífico, se puede explicar de forma más simplificada descomponiendo el sistema en dos partes, por un lado la máquina frigorífica de compresión y por otro el circuito de condensación.

2.1.1. Máquina frigorífica de compresión.

La máquina frigorífica de compresión es un tipo de máquina térmica que poseen todos los sistemas frigoríficos para poder extraer el calor del habitáculo o refrigerar un sistema o medio. Para ello, utiliza la energía mecánica para predisponer de las condiciones óptimas de presión y temperatura para que el refrigerante o fluido de trabajo pueda absorber o transferir calor según el punto del ciclo donde se encuentre.

Una máquina frigorífica de compresión debe mantener esta formada por cuatro elementos fundamentales que son:

- Compresor: Elemento encargado de suministrar energía al sistema y disponer al fluido de trabajo en condiciones idóneas de presión y temperaturas.
- Sistema de expansión: Elemento encargado de reducir la presión del fluido de trabajo y con ello disminuir también la temperatura.
- Evaporador: Intercambiador encargado de absorber la energía térmica del habitáculo o sistema. En este proyecto se considera que el fluido en este punto experimenta solo cambio de fase ya que el calor latente absorbido es bastante mayor que el calor sensible.
- Condensador: Intercambiador unido al circuito de condensación y al que le traspasa la energía térmica que se había adquirido en el evaporador. El fluido de trabajo cambia de fase de gas a líquido.

Tanto en el evaporador como en el condensador la transferencia de energía se hace en forma de calor latente aprovechando el cambio de fase.

2. Fundamentos y datos de la instalación.

A través de fluidos refrigerantes, se traslada energía térmica en forma de calor de un punto de otro. Para el correcto funcionamiento de estos sistemas es necesaria una correcta elección del fluido refrigerante de trabajo ya que será el medio encargado de transferir la energía.

Para el estudio de este modelo, se utiliza un diagrama de Mollier. Para analizar el comportamiento de los posibles refrigerantes a usar en el circuito frigorífico de compresión se utilizará un programa comercial llamado SOLKANE que nos permitirá a través de diagramas de Mollier, P-h, obtener su representación gráfica. Este circuito se compone principalmente de un evaporador, un condensador, un compresor y una válvula de expansión.

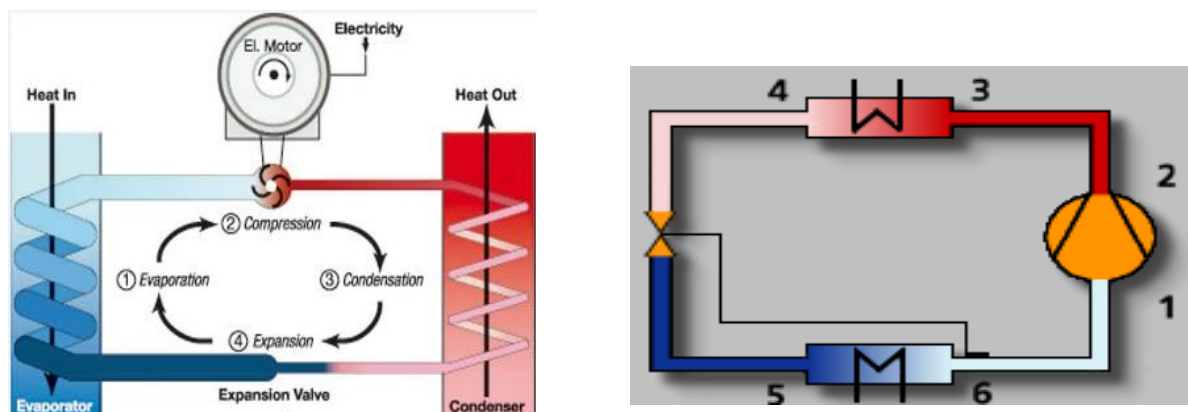


Figura 1: Circuitos frigoríficos de compresión.

A continuación, se compararán dos refrigerantes, los más comunes en sistemas comerciales actualmente, que son el R-134A y el R-407C. Estos refrigerantes son fluidos que circular por el circuito de refrigeración y por el circuito frigorífico para transporta el calor.

Se representan los dos freones, también llamados, en el diagrama de Mollier y de esta forma poder determinar la capacidad y la potencia del sistema para poder seleccionar el compresor adecuado. Para poder realizar suponemos unas condiciones de trabajo en el evaporador y una condiciones de trabajo en el condensador.

En el proyecto se ha diseñando una cámara frigorífica en la que el interior esta a -10°C , temperatura a la trabajará el evaporador. Además, suponemos que este tiene una potencia frigorífica de 3KW.

2. Fundamentos y datos de la instalación.

En cambio, el condensador trabajará a unos 55°C. Los intercambiadores los suponemos ideales, sin pérdidas de presión, y las válvulas y el compresor adiabáticos y reversibles.

A continuación se presenta el refrigerante R134A.

Este refrigerante tiene una temperatura crítica, a partir de la cual no puede condensar, de 101.06°C y una presión crítica de 40.6 bar.

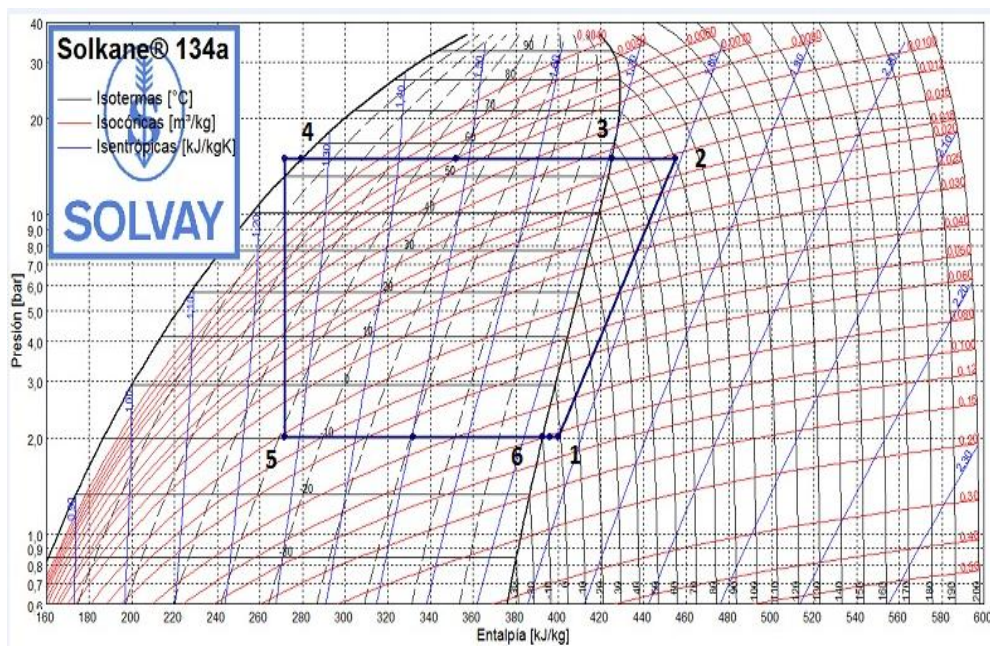


Figura 2: Diagrama de Mollier, P-h, R-134A.

Representamos ahora el refrigerante R-407C.

Este refrigerante tiene una temperatura crítica de 86.03°C a partir de la cual no condensa y una presión crítica de 46.03 bar.

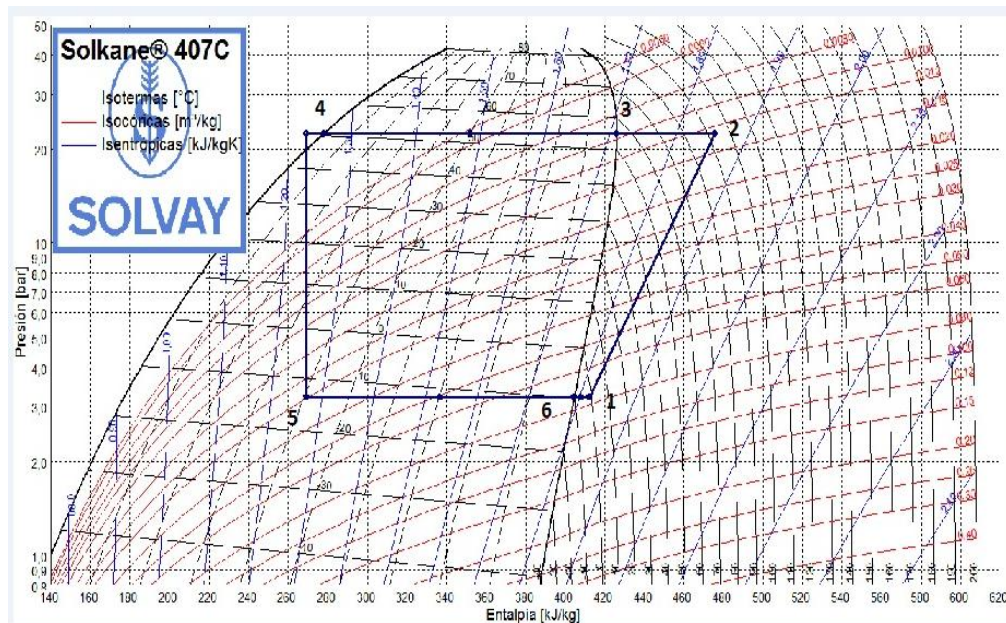


Figura 3: Diagrama de Mollier, P-h, R-407C.

Explicamos las representaciones de los refrigerantes en el diagrama de Mollier.

En el punto 1, el fluido se comprime al pasar por el compresor aumentando su temperatura hasta el punto 2. Como podemos ver, el R407C alcanza una temperatura superior que el R-134A en la compresión, que supondrá la necesidad de liberar una mayor cantidad de calor sensible antes de entrar en la campana de cambio de fase. Tras este punto, el refrigerante entra en el conducto de presión donde se va a enfriar liberando calor sensible hasta la entrada al condensador, punto 3. El fluido, al continuar el ciclo, entra en la campana y empezará a cambiar de fase y a liberar calor latente. Como podemos ver, al salir de la campana, punto 4, el fluido continuará enfriándose hasta una temperatura aproximada de unos 52°C. La cantidad de energía transferida en forma de calor sensible es hasta cuatro veces menor que la energía transferida en forma de calor latente. Esto se debe, a que la mayor parte del intercambio de calor se realiza en el cambio de fase, siendo la influencia del subenfriamiento y el recalentamiento menor. Tras el punto 4, el refrigerante comenzará a expandir tras atravesar la válvula de expansión donde disminuirá la presión y la temperatura evaporándose una parte del fluido refrigerante teniendo a la salida una mezcla líquido – vapor, como podemos ver en las tablas inferiores es igual para ambos refrigerantes y de valor 40% de porcentaje de vapor. A partir del punto 5, el fluido entra en el evaporador y comenzaría a evaporar hasta el punto 6. En este recorrido, el fluido absorberá el calor que queremos evacuar del habitáculo y queremos expulsar al exterior.

2. Fundamentos y datos de la instalación.

Después de este punto, a la salida del evaporador, existe un pequeño tramo, en el cual el refrigerante ya está evaporado y sólo aumenta su temperatura absorbiendo calor sensible.

A continuación, se analizarán los parámetros de presión, temperatura, entropía y entalpía en cada uno de los puntos anteriormente explicados y para cada uno de los refrigerantes que estamos analizando.

	p	t	v	h	s	x
Punto	bar	°C	dm ³ /kg	kJ/kg	kJ/kgK	--
1	2,01	-1,00	103,92	400,17	1,7614	
2s	14,92	70,66	14,84	444,11	1,7614	
2	14,92	80,21	15,74	455,10	1,7930	
3	14,92	80,21	15,74	455,10	1,7930	
3'	14,92	55,00	13,15	425,12	1,7049	
3''4'm	14,92	55,00	7,04	352,22	1,4827	
4'	14,92	55,00	0,93	279,32	1,2605	
4	14,92	50,00	0,91	271,52	1,2367	
5	2,01	-10,00	41,47	271,52	1,2731	0,412
56''m	2,01	-10,00	70,51	332,05	1,5031	
6''	2,01	-10,00	99,54	392,58	1,7331	
6	2,01	-6,00	101,50	395,95	1,7458	

Tabla 1: Datos de refrigerante R134A.

	p	t	v	h	s	x
Punto	bar	°C	dm ³ /kg	kJ/kg	kJ/kgK	--
1	3,20	-1,00	75,85	412,39	1,8189	
2s	22,45	82,59	12,01	463,05	1,8189	
2	22,45	93,21	12,80	475,72	1,8540	
3	22,45	93,21	12,80	475,72	1,8540	
3'	22,45	55,00	9,47	426,15	1,7108	
3''4'm	22,45	52,79	5,23	352,04	1,4838	
4'	22,45	50,58	0,99	277,93	1,2567	
4	22,45	45,58	0,96	269,39	1,2303	
5	3,20	-13,85	29,88	269,39	1,2699	0,406
56''m	3,20	-11,92	51,15	336,97	1,5297	
6''	3,20	-10,00	72,43	404,54	1,7896	
6	3,20	-6,00	73,96	408,03	1,8028	

Tabla 2: Datos del refrigerante R407C

Una gran diferencia entre estos dos refrigerantes es la presión de servicio a la que trabajan. Como podemos apreciar, el R134A puede funcionar bajo las mismas condiciones de trabajo de entrada a una menor presión que el refrigerante R407C. Este factor no determina un menor gasto energético en el compresor ya que va a estar influenciado también por el caudal necesario para compensar la misma demanda térmica.

La producción frigorífica (diferencia de entalpía entre la salida y la entrada del evaporador). Cuando analizamos el COP frigorífico o también llamado EER (índice de eficiencia energética) entre ambos refrigerantes, podemos comprobar que para el R407C es de 2.19, algo menor que el que presenta el refrigerante R134A con valor 2.41.

Otro parámetro a analizar es la relación de compresión y el caudal másico, que depende del rendimiento volumétrico, el cual a su vez está relacionado con la relación de compresión (cociente entre la presión máxima, condensador, y la presión mínima, evaporador). Obtenemos la relación de compresión del programa que nos da un valor de 7.44 para el R134A y un valor de 7 para el R407C.

Por lo que podemos concluir que el refrigerante R134A va a trabajar a una mayor relación de compresión que el refrigerante R407C debido a que necesita de un mayor caudal de refrigerante por la instalación, lo que conllevará a trabajar con un menor rendimiento volumétrico y por tanto peores prestaciones del ciclo.

2.1.2. Circuito de condensación.

El circuito de condensación es el último circuito del sistema frigorífico. Está en contacto directo con el exterior. Es el encargado de evacuar la energía térmica del sistema al exterior. Este ciclo se clasifica según la arquitectura de diseño para evacuar la carga al exterior, mostrándose abierto, semiabierto o cerrado. Según la aplicación y el medio en el que se realice la instalación de acuerdo con las posibilidades que dispongamos, podremos usar una arquitectura u otra y unos fluidos de trabajo u otros. En los sistemas abiertos, no se podrán usar refrigerantes, los cuales son considerados contaminantes para el medio según la normativa vigente, o en otro caso, no es aconsejable el uso de sistemas asistidos por agua en regiones donde no sea esta abundante y barata ya que supondrá un gasto excesivo para nuestra instalación. A continuación, en los siguientes puntos, se ampliará toda la información referente a los sistemas de usados en el ciclo de refrigeración.

2.2. Definiciones.

Antes de comenzar a introducirnos en el análisis y diseño de los sistemas es imprescindible remarcar algunos conceptos básicos para poder comprender en su totalidad la idea que se pretende desarrollar y plasmar.

2.2.1. *Temperatura de bulbo seco.*

La temperatura es una medida que hace referencia a una magnitud escalar de energía interna contenida por un sistema termodinámico. La energía interna contenida por un sistema consiste en el movimiento cinético de sus partículas o la vibración de estas en su interior para el caso de un sólido.

La temperatura de bulbo seco o temperatura seca es una medida obtenida con un termómetro convencional de mercurio con bulbo de medición seco. Esta medición desprecia los efectos producidos por la radiación de objetos próximos, la humedad relativa del ambiente y sin movimientos de masa de aire.

2.2.2. *Temperatura de bulbo húmedo.*

La temperatura de bulbo húmedo se obtiene a partir de un termómetro convencional de mercurio. A diferencia de las mediciones de temperatura de bulbo seco, para obtener temperatura húmeda se debe realizar la medición bajo sombra, con el bulbo envuelto en algodón húmedo y bajo una masa de aire forzada. Al evaporarse el agua contenida en el algodón se reducirá la temperatura debido al calor latente de vaporización cedido a la masa de aire forzado.

Este efecto se verá reflejado en el termómetro. Cuanto mayor sea la humedad relativa contenida en el ambiente, menor será la capacidad del aire para evaporar el agua y menor será la disminución de la temperatura, menor refrigeración.

2.2.3. *Humedad relativa.*

La humedad del aire es la cantidad de vapor de agua que está suspendido en el ambiente. Este vapor proviene principalmente de la evaporación del agua de los ríos y mares. La densidad del aire aumenta según aumenta el porcentaje de humedad que contiene.

La cantidad máxima de vapor en suspensión que el ambiente puede albergar depende de la temperatura del aire, cuanto mayor es su temperatura mayor es el porcentaje. La humedad del aire es un factor que mide la capacidad del aire para evaporar agua.

La humedad relativa aporta el valor porcentual del cociente entre la cantidad de vapor que contiene una masa de aire y la cantidad de este que tendría si estuviera saturado. Esta medida se puede extraer del diagrama psicométrico con los valores de temperatura de bulbo húmedo y de bulbo seco.

2.2.4. Calor latente.

El calor latente es la cantidad de energía calorífica requerida o cedida para que una cantidad de sustancia pueda cambiar de fase, sólido-líquido (fusión) o líquido-gas (vaporización), o viceversa. Esta energía empleada para el cambio de estado de la sustancia, no supone ningún aumento de la temperatura.

La cantidad de calor requerida para el cambio de fase depende del tipo de sustancia que vaya a experimentar el cambio de estado, de la masa empleada y del calor latente que varía su valor según el cambio de estado.

2.2.5. Calor sensible.

El calor sensible es la cantidad de energía en forma de calor que recibe un cuerpo y hace que aumente su temperatura sin suponer cambios en su estructura física ni molecular. A diferencia del calor latente, el cuerpo al aumentar la temperatura no experimenta ningún cambio de estado.

La cantidad de calor sensible que recibe un cuerpo se puede calcular como la cantidad de masa a calentar por el incremento de temperaturas que experimenta por la constante de proporcionalidad denominada calor específico distinto para cada sustancia. El calor específico es la cantidad de calor requerida para aumentar en un grado la temperatura de la unidad de masa de un cuerpo a volumen constante o presión constante.

2.2.6. Carga térmica.

La carga térmica es la cantidad de energía pérdida o necesaria de extraer de un sistema o habitáculo a refrigerar o aclimatar siguiendo un balance de energía. La carga térmica se traduce en dos solicitaciones dependiendo de las condiciones externas, en invierno debido al calor perdido al exterior se requiere de sistemas de generación de calor para compensar la carga térmica y por otro lado sistemas de evacuación de calor de la carga térmica al exterior, durante los meses de calor, debido a generación de calor, será nuestro caso de estudio en este proyecto.

Los sistemas de refrigeración son los encargados de extraer la carga térmica y evacuarla al exterior para acondicionar el habitáculo o sistema físico e incluso para renovación de aire. Este proceso tiene lugar gracias al uso de fluidos refrigerantes que experimentan saltos térmicos para motivar el flujo de calor entre dos focos a distintas temperaturas.

2.2.7. Purga.

El purgado es un proceso que se realiza en los sistemas que contienen fluido encerrado en tuberías o conductos para su acondicionamiento y puesta en marcha óptima. Uno de los procesos consiste en la eliminación de bolsas de aire. Se remueve y elimina el aire del sistema para impedir problemas en su funcionamiento y que se produzca averías debido a la cavitación del fluido.

También se extrae fluido del sistema para evacuar posibles sólidos disueltos y en suspensión o la presencia excesiva de sales que puedan reducir la eficiencia de fluido de trabajo reduciendo su capacidad térmica. A la vez, se provoca la entrada de más fluido refrigerante o agua para regular el nivel.

2.2.8. Pulverizador.

Pulverizadores se denominan a las piezas dispuestas al final de los conductos de alimentación de agua de los sistemas de refrigeración. Son los encargados de suministrar agua a presión en pequeñas gotas sobre las áreas de intercambio de calor o empaquetamientos de los sistemas de refrigeración para que se produzca la transferencia de calor y evacuarlo al exterior. Están colocados en los extremos de los brazos de los tubos de alimentación de agua situados en la parte superior para conseguir una partición uniforme de las gotas por la superficie de intercambio.

2.2.9. Superficie o área de transferencia.

La superficie o área de intercambio es una zona de los sistemas de refrigeración que favorecen el intercambio de calor entre los fluidos de procesos. Se encargan de aumentar el tiempo de residencia para favorecer la transferencia de energía térmica. La mayoría de los sistemas de refrigeración disponen de un empaquetamiento o relleno que consiste en una malla metálica cuya función es renovar la superficie de contacto agua-aire rápidamente para aumentar su tiempo de residencia con la menor pérdida de carga posible para no incurrir en costes de potencia del sistema de impulsión de aire.

2.2.10. Eliminadores de gotas.

Los eliminadores de gotas son elementos predispuestos en la parte superior de los sistemas de refrigeración asistidos por agua. Son una parte fundamental para el control de los gases de escape ya que reduciendo el porcentaje de gotas dispersadas en el aire de escape se reduce el riesgo de legionella. Situadas en la parte superior de los sistemas por encima de los pulverizadores de agua y antes del ventilador de inducción. Su diseño se hace para disminuir la sección de paso del aire para aumentar la zona de contacto y lograr la condensación de las gotas en suspensión, aunque esto suponga un aumento de pérdida de carga.

2.2.11. Sistema de impulsión.

Los sistemas de impulsión comprenden las máquinas encargadas de desplazar el fluido por los conductos, tuberías o sistemas, llamadas bombas o también, los sistemas encargados de motivar el movimiento del aire por el movimiento de las aspas de un ventilador. Consideramos, para nuestro caso, que todos los fluidos de trabajo son incompresibles y por ello podemos considerar ambos sistemas similares en su funcionamiento.

Para la selección de cada sistema, utilizamos las curvas y gráficos de funcionamiento que nos aportan los fabricantes para cada uno de los modelos. Los sistemas empleados en este estudio poseen sistemas de impulsión de aire por inducción. El ventilador empleado es axial y está situado en la parte superior del sistema. Las aspas del ventilador poseen un perfil adecuado y están compuestos de un material resistente para poder propulsar el aire.

Para motivar el movimiento del aire, originan un incremento de presión entre el interior y el exterior del sistema motivando el movimiento del aire. De esta forma el aire ya húmedo en el interior del sistema no se acumula y se expulsa renovándose el aire del sistema.

En el caso de las bombas, vamos a necesitar combinaciones de estas en paralelo en caso que se requiera desplazar una gran masa de agua. En caso de vencer altos saltos hidráulicos se seleccionaran bombas de mayor potencia o se dispondrán en combinaciones en serie.

Para el análisis y diseño de los sistemas de impulsión utilizaremos el análisis dimensional con los parámetros de nuestra instalación apoyándonos en las relaciones de semejanza.

2.3. Refrigerantes y freones.

Una definición bastante próxima sobre el significado y la utilidad de un refrigerante podría ser:

“Un refrigerante es el fluido utilizado para la transferencia de calor en un sistema de refrigeración que absorbe el calor durante la evaporación en y libera calor durante la condensación en una región de mayor temperatura y presión.”.

Existe una larga lista de refrigerantes, desde químicos con una composición muy compleja hasta naturales como el agua utilizada en máquinas de absorción o el CO₂ y el amoníaco.

Una clasificación de los refrigerantes puede estar marcada por su utilización en uno de los ciclos que se compone los sistemas de refrigeración. Es decir, hay una mayor tendencia a disponer de determinados refrigerantes en el circuito primario, tales como, el amoníaco. El CO₂, el R-11 y el R12, ya que sus propiedades se adaptan mejor a los ciclos de compresión, enfriamiento, expansión y evaporación. En cambio, hay refrigerantes como el agua que son más propensos a usarse en el circuito secundario de refrigeración muchas veces por motivos de seguridad, toxicidad o flamabilidad o por ser nocivos en caso de inhalación llegando a ser un riesgo para la salud pública.

Según con el Reglamento de Seguridad para instalaciones frigoríficas por el Ministerio de Industria, Turismo y Comercio presente en el Real Decreto 138/2011, Artículo 2, podemos realizar otra clasificación más legítima sobre los refrigerantes.

De acuerdo a criterios de flamabilidad del refrigerante podemos clasificarlo en:

- Grupo 1: Refrigerantes sin propagación de llama a cualquier proporción de mezcla de aire.
- Grupo 2: Refrigerantes cuyo límite inferior de flamabilidad, en mezcla con aire, es igual o superior al 3.5% en volumen.
- Grupo 3: Altamente inflamables, son refrigerantes cuyo límite inferior de flamabilidad, en mezcla con aire, es igual o inferior al 3.5% en volumen.

Si hacemos una clasificación de función de la toxicidad tenemos dos grupos:

- ✓ Grupo A: Refrigerantes cuya concentración media inferior a los 400 ppm no tiene efectos adversos para un periodo de exposición (un trabajador 40 horas semanales).
- ✓ Grupo B: Refrigerantes cuya concentración media superior a los 400 ppm no tiene efectos adversos para un periodo de exposición (un trabajador 40 horas semanales).

Conforme a estas dos clasificaciones podemos realizar una tabla para clasificar los refrigerantes para manifestar una medida de lo perjudicial del uso de cada refrigerante:

Inflamabilidad creciente ↑ ↑	Altamente Inflamable	A3	B3
	Ligeramente Inflamable	A2	B2
	No inflamable	A1	B1
		Baja Toxicidad	Alta Toxicidad
		→ → Toxicidad creciente	

Tabla 3: Clasificación de refrigerantes.

Fuente: Real Decreto 138/2011 del 4 de febrero, para instalaciones frigoríficas y sus instrucciones técnicas complementarias.

Analizando la tabla podemos esclarecer:

- ✚ A1: Grupo de Refrigerante de alta seguridad.
- ✚ A2, B1, B2: Grupo de Refrigerante de media seguridad.
- ✚ A3, B3: Grupo de Refrigerante de baja seguridad.

Para la determinación del refrigerante a usar en un sistema de refrigeración hay que tener en cuenta y analizar las propiedades de este para conseguir aportar los requerimientos demandados, el nivel de contaminación y la peligrosidad que origina su uso y su mantenimiento. Los fabricantes de refrigerantes incorporan certificados de calidad y tablas que contienen sus fichas de seguridad.

2. Fundamentos y datos de la instalación.

Clasificación		Refrigerante 2) N.º	DENOMINACIÓN (composición = % peso)	Fórmula	Masa Molar (MM) 3) kg/kmol	Límite Práctico 4) 5) kg/m³	Punto de ebullición a 1,013 bar a 9) °C	Inflamabilidad				Potencial de calentamiento atmosférico 6) PCA 100	Potencial agotamiento de la capa de ozono 7) PAO	Clasif. según: 8) REP
Grupo L	Grupo seguridad							Temp. Auto-ignición °C	Límites de inflamabilidad					
									Límite inferior kg/m³ % v/v	Límite superior kg/m³ % v/v				
1	A1	R-11	Triclorofluorometano	CCl3F ⁽¹⁰⁾	137.4	0.3	23.8	—	—	—	—	3 800	1	2
1	A1	R-12	Diclorodifluorometano	CCl2F2 ⁽¹⁰⁾	120.9	0.5	-29	—	—	—	—	8 100	1	2
1	A1	R-12B1	Bromoclorodifluorometano	CBrcClF2 ⁽¹⁰⁾	165.4	0.2	-4	—	—	—	—	1 300	3	2
1	A1	R-13	Clorotrifluorometano	CClF3 ⁽¹⁰⁾	104.5	0.5	-81.4	—	—	—	—	14 000	1	2
1	A1	R-13B1	Bromotrifluorometano	CBrcF3 ⁽¹⁰⁾	148.9	0.6	-58	—	—	—	—	5 400	10	2
1	A1	R-22	Clorodifluorometano	CHClF2 ⁽¹⁰⁾	86.5	0.3	-40.8	635	—	—	—	1 500	0.055	2
1	A1	R-23 ⁽¹¹⁾	Trifluorometano	CHF3	70	0.68	-82.15	—	—	—	—	11 700	0	2
1	A1	R-113	1,1,2-Tricloro-1,2,2-trifluorometano	CCL2FCClF2 ⁽¹⁰⁾	187.4	0.4	47.6	—	—	—	—	4 800	0.8	2
1	A1	R-114	1,2-Dicloro-1,1,2,2-tetrafluorometano	CCLF2CClF2 ⁽¹⁰⁾	170.9	0.7	3.8	—	—	—	—	9 800	1	2
1	A1	R-115	2-Cloro-1,1,1,2,2-pentafluorometano	CF3CClF2 ⁽¹⁰⁾	154.5	0.6	-39	—	—	—	—	7 200	0.6	2
1	A1	R-124	2-Cloro-1,1,1,2-tetrafluorometano	CF3CHClF ⁽¹⁰⁾	136.5	0.11	-12.1	—	—	—	—	470	0.022	2
1	A1	R-125	Pentafluorometano	CF3CHF2	120	0.39	-48.1	—	—	—	—	2 800	0	2
1	A1	R-134a ⁽¹¹⁾	1,1,1,2-Tetrafluorometano	CF3CH2F	102	0.25	-26.2	743	—	—	—	1 300	0	2
1	A1	R-218 ⁽¹¹⁾	Octofluoropropano	C3F8	188	1.84	—	—	—	—	—	7 000	0	2
1	A1	R-C318 ⁽¹¹⁾	Octofluorociclobutano	C4F8	200	0.81	-6	—	—	—	—	8 700	0	2
1	A1	R-500	R-12/152a (73.8/26.2)	CCl2F2 + CHF2CH3 ⁽¹⁰⁾	99.3	0.4	-33.5	*	—	—	—	6 000	0.74	2
1	A1	R-501	R-12/22 (25/75)	CCl2F2 + CHClF2 ⁽¹⁰⁾	93.1	0.38	-41	—	—	—	—	3 150	0.29	2

Tabla 4: Refrigerantes 2.

Clasificación		Refrigerante 2)	DENOMINACIÓN	Fórmula	Masa Molar	Límite Práctico	Punto de ebullición a 1,013 bar a	Inflamabilidad				Potencial de calentamiento atmosférico	Potencial agotamiento de la capa de ozono	Clasif. según:		
Grupo L	Grupo seguridad				N.º	(composición = % peso)	(MM) 3)	4) 5)	9) °C	Temp. Auto-ignición °C	Límites de inflamabilidad		6) PCA 100		7) PAO	8) REP
											Límite inferior kg/m³ % v/v	Límite superior kg/m³ % v/v				
1	A1	R-502	R-22/115 (48.8/51.2)	CHClF2+ CF3CClF2(10)	112	0.45	-45.4	*	-	-	-	-	4 400	0.33	2	
1	A1	R-503	R-23/13 (40.1/59.9)	CHF3+CClF3(10)	87.3	0.35	-88.7	*	-	-	-	-	13 100	0.6	2	
1	A1	R-507A	R-125/143a (50/50)	CF3CHF2+ CF3CH3	98.9	0.49	-46.7	*	-	-	-	-	3 300	0	2	
1	A1	R-508A	R-23/116 (39/61)	CHF3+C2F6	100.1	0.22	-86	*	-	-	-	-	11 860	0	2	
1	A1	R-508B	R-23/116 (46/54)	CHF3+C2F6	95.4	0.2	-88.3	*	-	-	-	-	11 850	0	2	
1	A1	R-509A	R-22/218 (44/56)	CHClF2+ C3F8	124	0.56	-47	*	-	-	-	-	4 580	0.024	2	
1	A1	R-718	Agua	H2O	18	*	100	-	-	-	-	-	0	0	2	
1	A1	R-744	Dióxido de carbono	CO2	44	0.07	-78	-	-	-	-	-	1	0	2	
1	A1/A1	R-401A	R-22/152a/124 (53/13/34)	CHClF2+ CHF2CH3+ CF3CHClF(10)	94.4	0.30	-33.4 a -27.8	681	-	-	-	-	970	0.037	2	
1	A1/A1	R-401B	R-22/152a/124 (61/11/28)	CHClF2+ CHF2CH3+ CF3CHClF(10)	92.8	0.34	-34.9 a -29.6	685	-	-	-	-	1 060	0.040	2	
1	A1/A1	R-401C	R-22/152a/124 (33/15/52)	CHClF2+ CHF2CH3+ CF3CHClF(10)	101	0.24	-28.9 a -23.3	*	-	-	-	-	760	0.030	2	
1	A1/A1	R-402A	R-125/290/22 (60/2/38)	CF3CHF2+ C3H8+ CHClF2(10)	101.5	0.33	-49.2 a -47	723	-	-	-	-	2 250	0.021	2	
1	A1/A1	R-402B	R-125/290/22 (38/2/60)	CF3CHF2+ C3H8+ CHClF2(10)	94.7	0.32	-47.2 a -44.8	641	-	-	-	-	1 960	0.033	2	
1	A1/A1	R-403A	R-22/218/290 (75/20/5)	CHClF2+ C3F8+ C3H8(10)	92	0.33	-44.0 a -42.4	*	-	-	-	-	2 520	0.041	2	
1	A1/A1	R-403B	R-22/218/290 (56/39/5)	CHClF2+ C3F8+ C3H8(10)	103.2	0.41	-43.9 a -42.4	*	-	-	-	-	3 570	0.031	2	

Tabla 5: Refrigerantes 3.

2. Fundamentos y datos de la instalación.

Clasificación		Refrigerante 2) N.º	DENOMINACIÓN (composición = % peso)	Fórmula	Masa Molar (MM) 3) kg/kmol	Límite Práctico 4) 5) kg/m³	Punto de ebullición a 1,013 bar a 9) °C	Inflamabilidad					Potencial de calentamiento atmosf. 6) PCA 100	Potencial agotamiento de la capa de ozono 7) PAO	Clasificación según: 8) REP
Grupo L	Grupo Seguridad							Temp. Auto-ignición °C	Límites de inflamabilidad						
									Límite inferior kg/m³ % v/v		Límite superior kg/m³ % v/v				
1	A1/A1	R ¹⁰	R-22/124/600 (50/47/3)	CHClF2+ CF3CHClF+ C4H10 ⁽¹⁰⁾	102.7	0.45	-34.1	*	-	-	-	-	1 076	0.034	2
1	A1/A1	R ¹⁰	R-125/134a/290/22 (42/6/2/50)	CF3CHF2+ CF3CH3+ C3H8+ CHClF2 ⁽¹⁰⁾	95.6	0.41	-45.6	*	-	-	-	-	850	0.02	2
1	A1/A1	R-416A ⁽¹¹⁾	R-134a/124/600 (59/39.5/1.5)	CF3CH2F+ CF3CHClF+ C4H10 ⁽¹⁰⁾	111.9	-	-23.8 a -21.8	*	-	-	-	-	950	0.009	2
1	A1/A1	R-422A ⁽¹¹⁾	R-125/134a/600a (65,1/31,5/3,4)	CF3CHF+CF3 CH2F+ CH(CH3)3	109,83	0,36	-42,6 a -38,6	-	-	-	-	-	2230	0	2
1	A1/A1	R-422D ⁽¹¹⁾	R-125/134a/600a (85,1/11,5/3,4)	CF3CHF2+ CF3CH2F+ CH(CH3)3	113,49	0,39	-46,0 a -43,6	-	-	-	-	-	2530	0	2
1	A1/A1	R ¹⁰ ⁽¹¹⁾	R-125/290/218 (86/5/9)	CF3CHF2+ C3H8+ C3F8	113.9	0.49	-54.6	*	-	-	-	-	3 920	0	2
1	A1/A1	R ¹⁰ ⁽¹¹⁾	R-134a/227 (52.5/47.5)	CF3CH2F+ CF3CHF2CF3	121.4	0.50	-24.7	*	-	-	-	-	1 940	0	2
1	A1/A1	R-417A ⁽¹¹⁾	R-125/134a/600 (46.6/50/3.4)	CF3CHF2+ CF3CH2F+ C4H10	106.7	0.15	-38.0 a -32.9	*	-	-	-	-	1 950	0	2
1	A1/A1	R-417B ⁽¹¹⁾	R-125/134a/600 (79/16,25/2,75)	CF3CHF2+ CF3CH2F+ C4H10	113.07	0,15	-44,9 a -41,5	*	-	-	-	-	2450	0	2

Tabla 6: Refrigerantes 4.

Clasificación		Refrigerante 2) Nº	DENOMINACIÓN (composición = % peso)	Fórmula	Masa Molar (MM) 3) kg/kmol	Límite Práctico 4) 5) kg/m³	Punto de ebullición a 1,013 bar a 9) °C	Inflamabilidad				Potencial de calentamiento atmosf. 6) PCA 100	Potencial agotamiento de la capa de ozono 7) PAO	Clasif. según: 8) REP
Grupo L	Grupo Seguridad							Temp. Auto-ignición °C	Límites de inflamabilidad					
									Límite inferior kg/m³ % v/v	Límite superior kg/m³ % v/v				
1	A1/A1	R-424A ⁽¹¹⁾	R-125/134a/600a/601a (50,5/47/0,9/1/0)	CHF2CF3+ CH2FCF3+ C4H10+ C4H10+ C5H12	108,0	0,31	-39,74 a -34,34	*	--	--	--	2440	0	1
1	A1/A1	R-426A ⁽¹¹⁾	R-134a/125/600/601a (93/5,1/1,3/0,6)	CH2FCF3+ CHF2CF3+ C4H10+ C5H12	102,6	0,42	-28,42 a -27,01	*	--	--	--	1508	0	1
1	A1/A1	R-428A ⁽¹¹⁾	R-125/143a/600a/290 (77,5/20/1,9/0,6)	CHF2CF3+ CH3CF3+ C4H10+ C3H8	107,5	0,50	-48,35 a -47,51	*	--	--	--	3607	0	1
1	A1/A1	R-434A ⁽¹¹⁾	R-125/143a/134a/600a (63,2/18/16/2,8)	CHF2CF3+ CH3CF3+ CH2FCF3+ C4H10	105,3	0,46	-45,03 a -42,26	*	--	--	--	3238	0	1
1	A1/A1	R-427A ⁽¹¹⁾	R-32/125/143a/134a (15/25/10/50)	CH2F2+CF3 CHF2+CF3 CH3+ CF3CH2F	90,4	0,24	43,0	*	-	-	-	1800	0	1
1	A1/A1	R-437A ⁽¹¹⁾	R-125/134a/600/601 (19,5/78,5/1,4/0,6)	CHF2CF3+ CH2FCF3+ CH(CH3)3+ CH3CH2CH2 CH2CH3	103,7	0,081	-32,87	-	-	-	-	1085	0	2
2	A1/A2	R-413A ⁽¹¹⁾	R-218/134a/600* (9/88/3)	C3F8+ CF3CH2F+ CH(CH3)3	103,96	0,08	-29,4 ... a -27,4	*	-	-	-	1770	0	1
2	A1/A2	R-406A ⁽¹¹⁾	R-218/142b/600* (55/41/4)	CHClF2+ CClF2CH3+ CH(CH3)3 ⁽¹⁰⁾	89,9	0,13	-32,7 a -23,5	*	--	--	--	1560	0,057	1
2	A1/A2	R-411A	R-22/152a/1270 (87,5/11/1,5)	CHClF2+ CHF2CH3+ C3H6 ⁽¹⁰⁾	82,5	0,04	-39,6 a -37,1	*	--	--	--	1 330	0,048	1

Tabla 7: Refrigerantes 5.

2. Fundamentos y datos de la instalación.

Clasificación		Refrigerante 2) N.º	DENOMINACIÓN (composición = % peso)	Fórmula	Masa Molar (MM) 3) kg/kmol	Límite Práctico 4) 5) kg/m³	Punto de Ebullición a 1,013 bar a 9) °C	Inflamabilidad					Potencial de calentamiento atmosf. 6) PCA 100	Potencial agotamiento de la capa de ozono 7) PAO	Clasif. según: 8) REP
Grupo L	Grupo seguridad							Límites de inflamabilidad							
								Temp. Auto-ignición °C	Límite inferior kg/m³ % v/v		Límite superior kg/m³ % v/v				
2	A1/A2	R-411B	R-22/152a/1270 (94/3/3)	CHClF2+ CHF2CH3+ C3H6(10)	83.3	0.05	-41.6 a -40.2	*	-	-	-	-	1 410	0.052	1
2	A1/A2	R-412A	R-22/218/142b (70/5/25)	CHClF2+ C3F8+ CCIF2CH3 (10)	92.2	0.07	-36.5 a -28,9	*	-	-	-	-	1850	0.055	1
2	A1/A2	R(11)	R-125/134a/152a/ RE170 (67/15/15/3)	CHF2CH3+ CH2F+CF3+ CH3CHF2+ CH3OCH3	108,45	0.094	-38,1 a -37,8	*	-	-	-	-	2421	0	2
2	A2	R-32(11)	Difluorometano	CH2F2	52	0.054	-51.76	530	0.27	12.7	0.71	33.4	650	0	1
2	A2	R-141b	1,1-Dicloro-1-fluoretano	CCl2FCH3(10)	117	0.053	32	532	0.268	5.6	0.847	17.7	600	0.11	2
2	A2	R-142b	1-Cloro-1,1-difluoretano	CClF2CH3(10)	100.5	0.049	-10	632	0.247	6	0.74	18	1 800	0.065	1
2	A2	R-143a(11)	1,1,1-Trifluoretano	CF3CH3	84	0.048	-47	750	0.244	7	0.553	16.1	3 800	0	1
2	A2	R-152a(11)	1,1-Difluoretano	CHF2CH3	66	0.027	-25	455	0.137	5.1	0.462	17.1	140	0	1
2	A2	R-160	Cloruro de etilo	CH3CH2Cl(10)	64.5	0.019		510	0.095	3.6	0.39	14.8	*	0	1
2	B1	R-21	Diclorofluorometano	CHCl2F(10)	103	0.1	+8.92	-	-	-	-	-	*	0	1
2	B1	R-123	2,2-Dicloro-1,1,1-trifluoretano	CF3CHCl2(10)	153	0.10	27.87	730	-	-	-	-	90	0.02	2
2	B1	R-764	Dióxido de azufre	SO2	64.1	0.00026	-10	*	-	-	-	-	*	0	1
2	B2	R-30	Cloruro de metileno	CH2Cl2(10)	84.9	0.017	40	662	0.417	12	0.764	22	9	-	2
2	B2	R-40	Cloruro de metilo	CH3Cl(10)	50.5	0.021	-24	625	0.147	7.1	0.382	18.5	*	0	1
2	B2	R-611	Formiato de metilo	C2H4O2	60	0.012	31.2	456	0.123	5	0.687	28	*	0	1

Tabla 8: Refrigerantes 6.

Clasificación		Refrigerante 2) Nº	DENOMINACIÓN (composición = % peso)	Fórmula	Masa Molar (MM) 3) kg/kmol	Límite Práctico 4) 5) kg/m³	Punto de Ebullición a 1,013 bar a 9) °C	Inflamabilidad					Potencial de calentamiento Atmosf. 6) PCA 100	Potencial agotamiento de la capa de ozono 7) PAO	Clasificación según: 8) REP
Grupo L	Grupo seguridad							Temp. Auto-ignición °C	Límites de inflamabilidad						
									Límite inferior kg/m³ % v/v		Límite superior kg/m³ % v/v				
2	B2	R-717	Amoníaco	NH3	17	0.00035	-33	630	0.104	15	0.195	28	0	0	1
2	B2	R-1130	1,2-Dicloroetileno	CHCl = CHCl	96.9	*		458	0.246	6.2	0.595	15	*	0	1
3	A3	R-50	Metano	CH4	16	0.006	-161	645	0.032	4.9	0.098	15	21	0	1
3	A3	R-170	Etano	C2H6	30	0.008	-89	515	0.037	3	0.19	15.5	3	0	1
3	A3	R-290	Propano	C3H8	44	0.008	-42	470	0.038	2.1	0.171	9.5	3	0	1
3	A3	R-600	Butano	C4H10	58.1	0.0089	0	365	0.036	1.5	0.202	8.5	3	0	1
3	A3	R-600a	Isobutano	CH(CH3)3	58.1	0.011	-12	460	0.043	1.8	0.202	8.5	3	0	1
3	A3	R-1150	Etileno	CH2 = CH2	28.1	0.006	-104	425	0.031	2.7	0.391	34	3	0	1
3	A3	R-1270	Propileno	C3H6	42.1	0.008	-48	455	0.043	2.5	0.174	10.1	3	0	1
3	A3	R-E170	Dimetileter	CH3OCH3	46	0.011	-24.8	235	0.064	3.4	0.489	26	*	0	1

Tabla 9: Refrigerantes 7.

En la industria, dependiendo del tipo de aplicación que necesitemos vamos a disponer de un tipo de refrigerante u otro dependiendo de:

- ✚ La potencia necesaria que necesitemos transportar ya que cada tipo de refrigerante posee un poder calorífico (C_p) que nos ayudará a extraer la energía que queramos disipar. Por ejemplo, para única cámara frigorífica en estado estacionario, considerando que no tiene pérdidas, la energía a disipar es muy pequeña. Sólo se producirán picos en su valor cuando se introduzcan nuevos alimentos, a una temperatura menor a la dispuesta en el interior de la cámara, o cuando se abra el portón de la entrada o a causa de alguna fuga. En cambio, sistema de refrigeración que se requiere para un habitáculo donde hay presencia constante de personas y que además contiene focos de generación de calor, como instrumentación electrónica, luces, ordenadores, requiere de un refrigerante cuyas propiedades nos aporten una mayor capacidad calorífica y pueda ser sometido a condiciones adversas para paliar posibles picos de energía.
- ✚ Disposición económica. Es indispensable realizar un estudio económico para optimizar los recursos. Las variables de gastos pueden oscilar ya que podemos invertir en un refrigerante que nos permita extraer una alta cantidad de energía térmica pero de alto coste o podemos disponer de un refrigerante con propiedades más bajas forzando más al ventilador para que disipe la carga térmica aumentada el consumo de energía eléctrica.

Es muy importante realizar un exhaustivo estudio del refrigerante ya que si sometemos al refrigerante a condiciones excesivas de temperaturas, en presencia (o no) de contaminantes, aumentará la probabilidad de que se descomponga químicamente y se craquee reduciendo considerablemente su eficiencia y llegando incluso a producir ácidos que pueden deteriorar nuestra instalación.

Una clasificación de los grupos de freones que existen es:

- **CFC (Clorofluorocarbonados):** Son refrigerantes cuyas moléculas contienen átomos de carbono, flúor y cloro. Su desarrollo reemplazo el uso de amoníaco y otros hidrocarburos gracias sus buenas propiedades termodinámicas y a su baja toxicidad, baja inflamabilidad y a ser poco corrosivos. Uno de los problemas de estos freones es su alto ODP (capacidad para destruir la capa de ozono). Debido a este problema en 1995 fue censurada su producción en los países desarrollados y poco a poco se eliminará su producción total. Los más comunes son R11, R12, R113, R502 y R500.

- **HCFC(Hidroclorofluorocarbonados):** Son freones compuestos por átomos de hidrógeno, flúor, carbono y cloro. La presencia de hidrógeno y la baja proporción de flúor hace de estos refrigerantes con poca capacidad de destrucción de la capa de ozono. Además tiene una baja toxicidad y flamabilidad.

Es el refrigerante más ampliamente usado en el mundo. Aunque al igual que los CFC's su producción se está limitando tras la aprobación del Protocolo de Montreal. Los más utilizados son: R22, R141b, R401a, R401b y R409a.

- **HFC (Hidrofluorocarbonados):** Son los refrigerantes más nuevos incorporados al mercado, compuestos por átomos de hidrógeno, fluor y carbono. Sin potencial de destrucción de la capa de ozono y una baja ocasionar de efecto invernadero. Este grupo es clasificado como A1 debido a su baja toxicidad y no inflamabilidad además de su alta eficiencia. Son los considerados los gases de refrigeración definitivos, los mas destacados son: R134a, R413a, R404a, R407c y R410.

Los plazos de utilización y la regulación general de mantenimiento de los freones viene marcada por el reglamento CE N°2037/2000.

Estos son los refrigerantes más comúnmente usados en la industria para sistemas de refrigeración en la actualidad o se han utilizado en el pasado:

(Información recopilada de las bases de datos del grupo DINAGAS,S.A. y de la empresa KIMIKAL del grupo GAZECHIM).

R22-HCFC.

Su presencia está en proceso de extinción debido a su peligrosidad, en 2010 se prohibió su fabricación y en 2015 se prohibirá su utilización. Actualmente se ha sustituido su uso por el R407-C y por el R410-A. Sus características técnicas son:

2. Fundamentos y datos de la instalación.

CARACTERÍSTICAS		
Propiedades	Unidades	R22
Descripción	-	Clorodifluorometano
Fórmula Química	-	CHClF ₂
Aplicación	-	Refrigeración a media y baja temperatura y aire acondicionado con rango de temperaturas de evaporación entre -40°C y +5°C
Componentes	-	Puro
Masa Molecular	g/mol	86,5
Temperatura de ebullición a 1,013 bar	°C	-40,7
Temperatura de congelación	°C	-160
Deslizamiento de temperatura de ebullición a 1,013 bar	K	0
Densidad de líquido a 25°C	Kg/dm ³	1,194
Densidad de vapor saturado a 1,013 bar	Kg/m ³	4,7
Presión de vapor		
a 25°C	bar abs	10,4
a 50°C		19,4
Temperatura crítica	°C	96
Presión crítica	bar	49,8
Densidad crítica	Kg/dm ³	0,525
Calor latente de vaporización a 1,013 bar	KJ/Kg	233,7
Calor específico a 25°C líquido y vapor a 1,013 bar	KJ/(Kg-K)	1,26 - 0,662
Inflamabilidad en el aire	-	Ninguna
ODP	-	0,055
Clasificación seguridad	-	A1
Lubricantes	-	Aceite mineral
GWP ₁₀₀	-	1500

Tabla 10: Propiedades R-22.

La representación en el diagrama de Mollier.

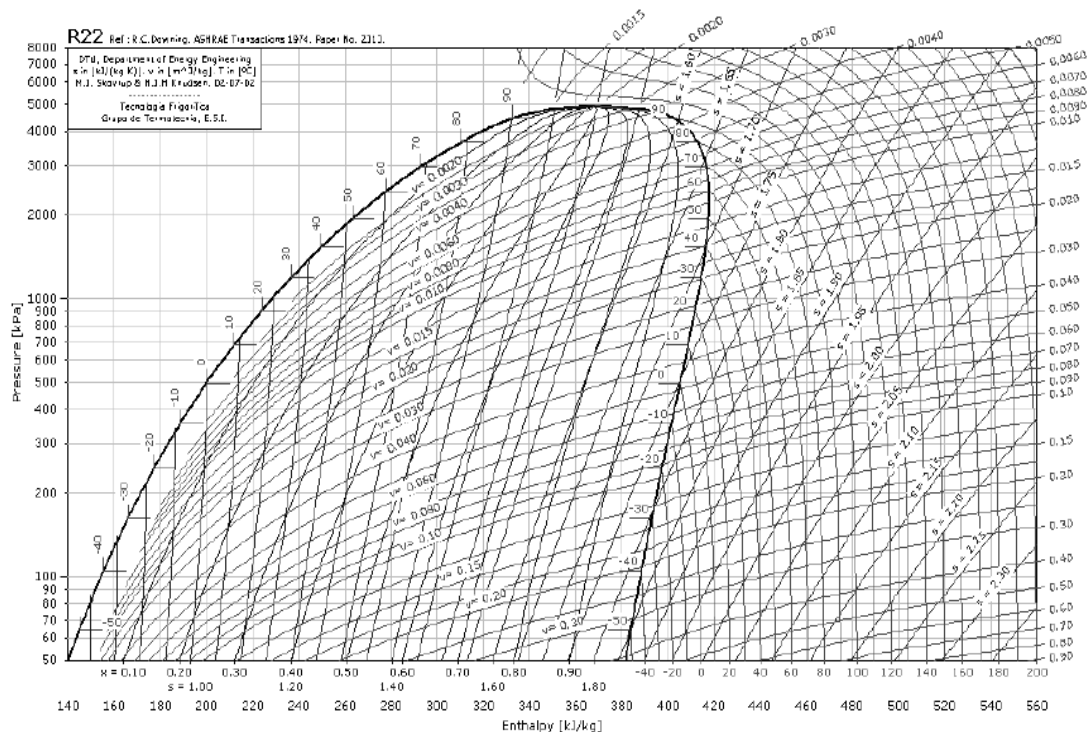


Figura 4: Diagrama de Mollier, P-h, R-22.

2. Fundamentos y datos de la instalación.

R407-C.

Diseñado como sustituto del R22. Sus buenas propiedades térmicas y su índice de destrucción de la capa de ozono igual a cero le hacen idóneo para su implementación en sistemas de refrigeración. En caso de fuga, el contacto directo cambia instantáneamente la composición del elemento y será necesaria su sustitución.

Propiedades físicas:

CARACTERÍSTICAS		
Propiedades	Unidades	R407C
Descripción	-	Diffuorometano (23%) / Pentafluoroetano (25%) / Tetrafluoroetano (52%)
Fórmula Química	-	CH_2F_2 / CHF_2CF_3 / CH_2FCF_3
Aplicación	-	El R407C ha sido adoptado por los fabricantes de materiales de aire acondicionado en todo el mundo y más particularmente en Europa
Componentes	-	R32 / R125 / R134a
Masa Molecular	g/mol	86,2
Temperatura de ebullición a 1,013 bar	°C	-43,4
Deslizamiento de temperatura de ebullición a 1,013	K	7,2
Densidad de líquido a 25°C	Kg/dm ³	1,139
Densidad de vapor saturado a 1,013 bar	Kg/m ³	4,56
Presión de vapor a 25°C	bar abs	11,65
a 50°C	bar abs	19,85
Temperatura crítica	°C	86,2
Presión crítica	bar	46,2
Densidad crítica	Kg/dm ³	0,511
Calor latente de vaporización a 1,013 bar	KJ/Kg	249,9
Calor específico a 25°C líquido y vapor a 1,013 bar	KJ/(Kg-K)	1,6 - 0,83
Inflamabilidad en el aire	-	Ninguna
ODP	-	0
Clasificación seguridad	-	A1/A1
Lubricantes	-	Poliéster
GWP ₁₀₀	-	1526 ¹⁾

Tabla 11: Propiedades R-407C.

Representación en el diagrama de Mollier.

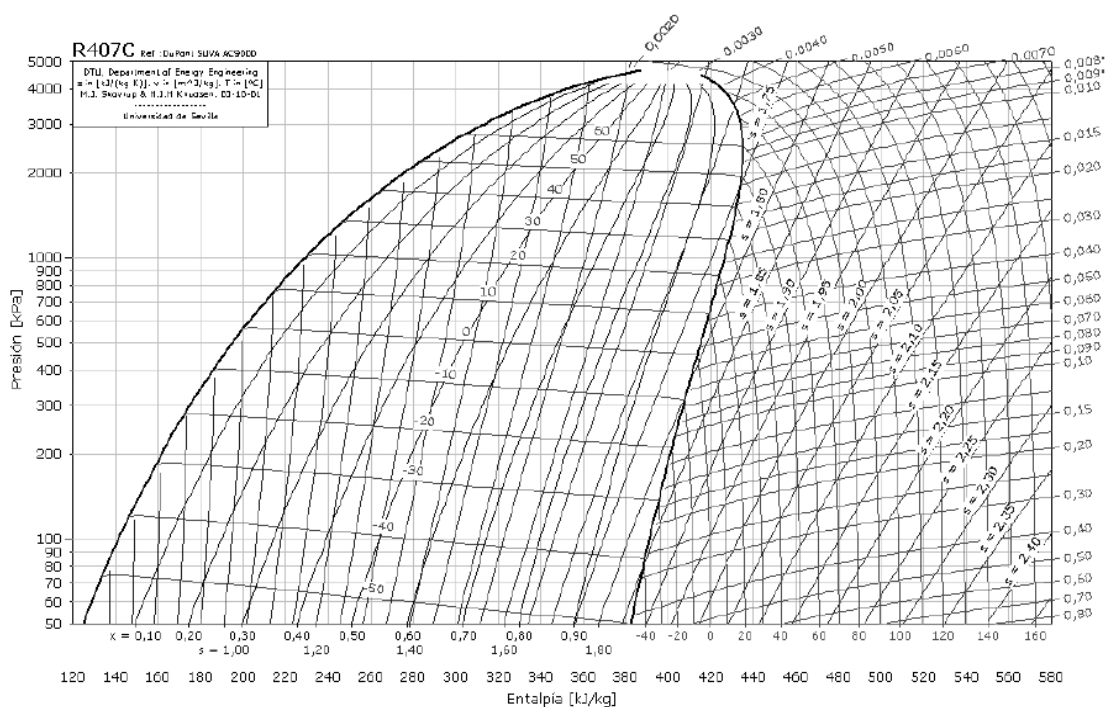


Figura 5: Diagrama de Mollier, P-h, R-407C.

2. Fundamentos y datos de la instalación.

R717 (Amoníaco, NH₃).

Es uno de los compuestos químicos más fabricados mundialmente y aproximadamente sólo el 5% se usa como refrigerante. El amoníaco no destruye la capa de ozono (ODP=0) y no contribuye al incremento del efecto invernadero (GWP=0). De acuerdo a sus propiedades termodinámicas el amoníaco es uno de los mejores refrigerantes ya que absorbe una gran cantidad de calor debido a su alto poder calorífico (2075.7 J/kgK). Uno de los problemas que presenta este elemento es el incremento de temperatura que sufre en descarga que puede descomponer otros fluidos de trabajo o aceites.

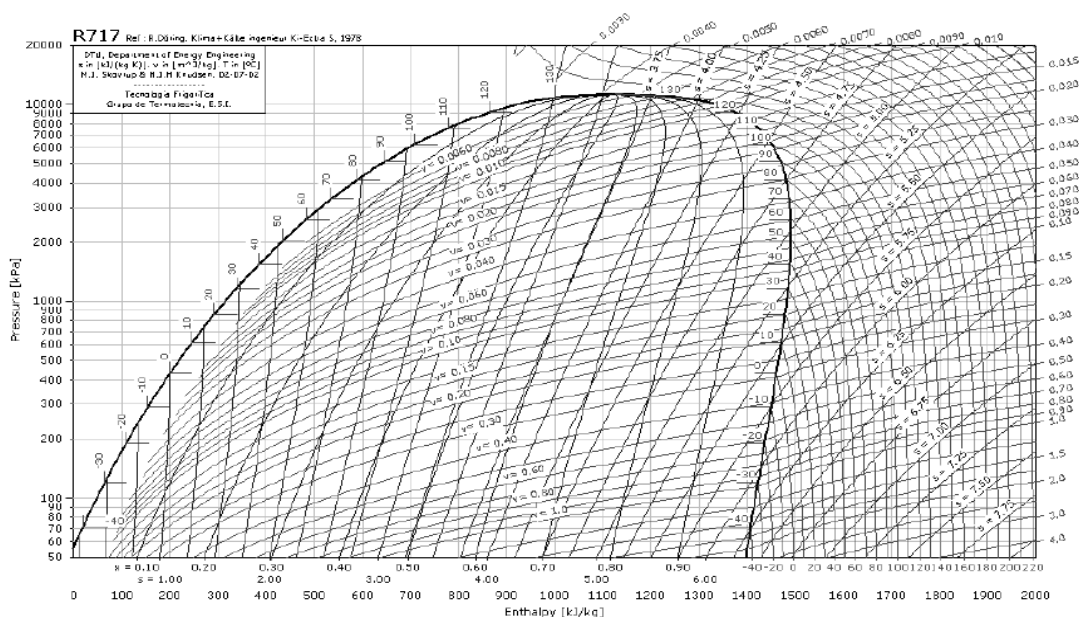
Propiedades físicas:

Tabla 19. Propiedades físicas para el Amoníaco

PROPIEDAD	VALOR
Estado físico	Gas; puro
	Líquido; solución
Peso Molecular (g/mol)	17,03
Punto de Ebullición (°C) (760 mmHg)	-33,35
Punto de Fusión (°C)	-77,7
Presión de Vapor (mmHg)	6080 (20 °C anhidro)
	447 (20 °C aq al 28%)
Gravedad Específica (Agua = 1)	0,6818 (Líquido a -33,35 °C)
Densidad del Vapor (Aire = 1)	0,59
Velocidad de Evaporación (Acetato de Butilo = 1)	No disponible
Constante de la Ley de Henry (atm·m ³ /mol)	1,6×10 ⁻⁶ ; 25 °C
Solubilidad en Agua (g/ml)	0 °C 895 g/litro
	20 °C 529 g/litro
	40 °C 316 g/litro
	60 °C 168 g/litro
Límites de Inflamabilidad (% vol)	16% - 25%
Temperatura de Auto ignición (°C)	650
Punto de Inflamación (°C)	No disponible
pH	11,6; solución acuosa 1N

Tabla 12: Propiedades R-717.

Su representación en el diagrama de Mollier.



2. Fundamentos y datos de la instalación.

R134-A.

El diseño de este refrigerante fue promovido para la sustitución de R22 ya que este tenía un alto ODP. Las ventajas del empleo de este refrigerante son además de su bajo potencial de destrucción de la capa de ozono, su baja temperatura a la salida del compresor a las mismas relaciones de compresión en comparación con resto de refrigerantes y sus buenas propiedades termomecánicas.

Su representación en el diagrama de Mollier.

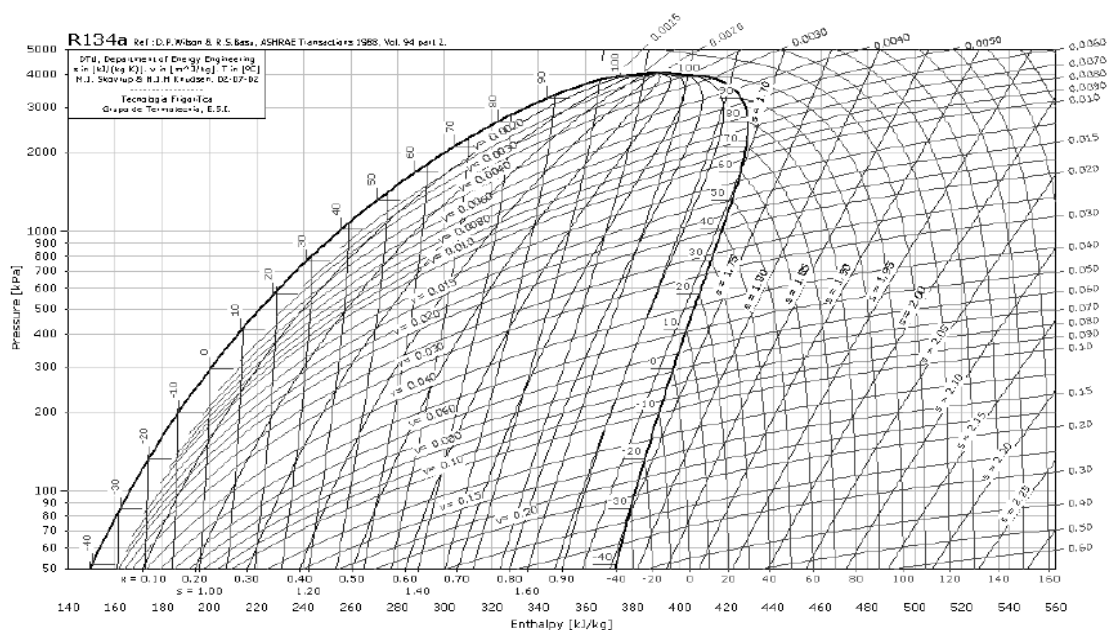


Figura 7: Diagrama de Mollier, P-h, R-134A.

Propiedades físicas:

CARACTERÍSTICAS		
Propiedades	Unidades	R134a
Descripción	-	Tetrafluoropentano
Fórmula Química	-	CH_2FCF_3
Aplicación	-	Climatización de automóviles e industrial (sistemas centrífugos), refrigeración doméstica, comercial e industrial
Componentes	-	Puro
Masa Molecular	g/mol	102,03
Temperatura de ebullición a 1,013 bar	$^{\circ}\text{C}$	-26,1
Temperatura de congelación	$^{\circ}\text{C}$	-96,6
Deslizamiento de temperatura de ebullición a 1,013 bar	K	0
Densidad de líquido a 25 $^{\circ}\text{C}$	Kg/dm ³	1,206
Densidad de vapor saturado a 1,013 bar	Kg/m ³	5,28
Presión de vapor a 25 $^{\circ}\text{C}$	kPa	665,5
Temperatura crítica	$^{\circ}\text{C}$	101,1
Presión crítica	bar	40,6
Densidad crítica	Kg/dm ³	0,512
Calor latente de vaporización a 1,013 bar	KJ/Kg	215,90
Calor específico a 25 $^{\circ}\text{C}$ líquido y vapor a 1,013 bar	KJ/(Kg-K)	1,46
Inflamabilidad en el aire	-	Ninguna
ODP	-	0
Clasificación seguridad	-	A1
Lubricantes	-	Polioléster
GWP ₁₀₀	-	1300

Tabla 13: Propiedades R-134A.

2.4. El clima.

En los sistemas de refrigeración, las condiciones climatológicas son un factor determinante para su funcionamiento ya que determinan el tipo de sistema. La arquitectura y el modelo de trabajo de cada sistema determinaran promueven un funcionamiento más óptimo y eficiente dependiendo de las condiciones de entrada.

Un clima que se caracteriza por temperaturas muy altas y secas va a requerir un sistema asistido por agua para evacuar la carga térmica ya que posee una mayor capacidad calorífica que el aire. Una instalación de un sistema de aircooled en una región con esas condiciones climatológicas se vería fuertemente comprometida, trabajando a altos régimen de funcionamiento y ocasionando un alto consumo energético. En cambio, una instalación asistida por agua como un condensador evaporativo o una torre de refrigeración en un clima donde la humedad relativa del aire sea muy alta, es decir, una alta temperatura de bulbo húmedo, funcionaría con muy baja eficiencia. Esto se debe a la concentración de vapor en el ambiente reduce la capacidad del aire de absorber energía de calor latente de la vaporización del agua. En cambio, en una instalación de aircooled, el aumento de la humedad relativa del aire supone una mejora en la transferencia de calor del fluido refrigerante al aire.

Las simulaciones del presente proyecto se han realizado en tres regiones de la península ibérica donde las condiciones climatológicas eran más dispares, las cuales son: Madrid (centro peninsular), Sevilla (sur peninsular) y Girona (norte peninsular).

Comenzamos presentando Girona, ciudad perteneciente a la comunidad autónoma de Cataluña situada en el noroeste de España a 70 metros sobre el nivel del mar. En esta ciudad las condiciones climatológicas son suaves durante todo el año con una temperatura media de 23°C. La Costa Brava, costa del Mar Mediterráneo, perteneciente a la provincia de Girona, por esta razón su clima se caracteriza por una alta humedad ambiental.

Otra ciudad evaluada es Madrid, además de ser la capital del país y estar situada en el centro de la península, es característico analizarla no sólo por las altas temperaturas, sino por el clima tan seco que la caracteriza.

Por último analizamos una ciudad del sur de España donde las temperaturas son más altas como es la ciudad de Sevilla, perteneciente a la comunidad autónoma de Andalucía. En esta región se dan las temperaturas más altas de toda la península, se considera un clima mediterráneo, levemente continentalizado. Su proximidad al mar y la importante presencia hidrográfica de Sevilla con el río Guadalquivir acarrea una alta humedad relativa suspendida en el ambiente.

A continuación se presentan las representaciones gráficas de las condiciones que se dieron de temperatura de bulbo seco y temperatura de bulbo húmedo en cada una de las ciudades anteriormente descritas para el día 11 de Agosto de 2013. Estas serán las condiciones de entrada que se usaran para realizar las simulaciones en los programas de los sistemas de condensación.

Temperatura del aire seco:

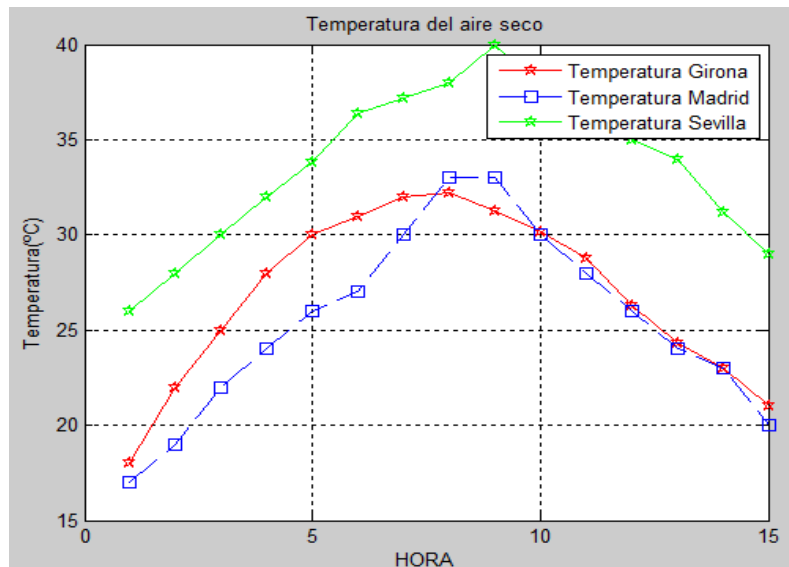


Figura 8: Temperatura del aire seco.

Temperatura del aire húmedo:

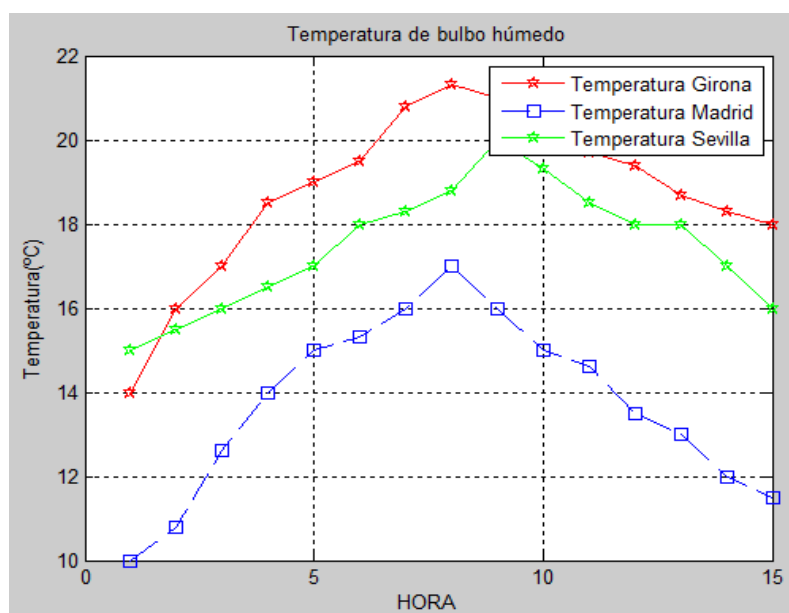


Figura 9: Temperatura del aire húmedo.

Tras la representación gráfica de las temperaturas húmedas y secas de todas las regiones, se puede observar una clara distinción entre las condiciones ambientales que se dan en cada una.

Madrid, situada en el centro peninsular, tiene unas climatologías suaves, con temperaturas medias, alrededor de los 25°C y con una humedad relativa baja. Esto permite que los sistemas de refrigeración trabajen en condiciones idóneas para el ahorro de consumo energético.

Por otro lado, Girona, ciudad situada en el norte peninsular, también tiene temperaturas medias suaves pero se caracteriza por su alta humedad relativa ambiental debido a su proximidad al mar. Los sistemas impulsados sólo por aire, como los aircooled, trabajarán en condiciones óptimas ya que las temperaturas medias permiten su buena refrigeración y la humedad aumenta la transferencia de calor en los tubos. En cambio, la alta humedad relativa reduce la eficiencia de los sistemas asistidos por agua debido a que se reduce la capacidad del aire de captar calor a través del calor latente de vaporización debido al cambio de fase del agua.

Sevilla, situada en el sur peninsular, durante los meses de verano alcanza temperaturas muy altas, próximas a las 32°C. Esto hace que los sistemas refrigerados por aire se vean fuertemente sometidos y necesiten de una mayor impulsión de aire por los ventiladores para poder extraer la carga térmica del sistema. Pero también es importante la humedad relativa que se vive en Sevilla, esta ocasiona que los sistemas asistidos por agua requieran también de una mayor masa de aire que atreviese su sistema. Los sistemas de refrigeración en Sevilla trabajan a altos regímenes para poder cubrir la demanda debido a las condiciones ambientales que asolan esta región, ocasionando altos consumos energéticos.

2.5. Diseño de la carga térmica.

En el diseño de la climatización de un habitáculo o sistema físico es imprescindible el cálculo de la potencia térmica necesaria de los sistemas para cubrir la demanda de frío o calor. La cantidad de energía necesaria a evacuar o la energía pérdida del sistema para mantener unas condiciones óptimas es la carga térmica con la que el sistema debe trabajar. Durante los meses de verano se producirán ganancias de calor o cargas térmicas de refrigeración y en los meses de invierno debido a las pérdidas del habitáculo o del sistema físico a refrigerar existirá una demanda de carga térmica de calor. Este parámetro, junto con las condiciones climatológicas medias de trabajo nos dará la potencia que requiere el sistema para cubrir en un rango mayor posible la demanda.

Este proyecto evalúa sistemas de condensación para evacuación de carga térmica, para su estudio será necesario conocer las cargas térmicas que se pueden dar en un habitáculo.

La carga térmica va a variar dependiendo de las dimensiones de sistema, su arquitectura, los materiales con los que se ha diseñado, el clima exterior y su funcionamiento.

En sistemas de grandes dimensiones existirán un mayor punto de fugas y un área mayor para las pérdidas de transmisión de energía. Las condiciones climatológicas del exterior y la radiación solar supondrán un aliciente para el incremento de temperatura entre el exterior y el interior del habitáculo. Los diferentes aislantes, las áreas de cambio de sección y los cerramientos que disponga la arquitectura del sistema físico o habitáculo harán del sistema más hermético y permitirá reducir las pérdidas de energía. Todos estos índices supondrán unos coeficientes de transmisión de calor que nos permitirán las pérdidas de calor que se originan en nuestro sistema a estudio y que supondrán una carga térmica que tendremos que vencer para mantener unas condiciones estándares.

Una importante fuente energía calorífica es el tiempo de funcionamiento o actividad de un sistema físico, o las horas de principal presencia y movimiento en caso de un habitáculo. El funcionamiento de instrumentación o equipos, o el calor sensible radiado por la presencia de ocupantes o sistemas de iluminación supone un incremento de la temperatura y la generación de cargas térmicas internas.

Con estos parámetros, tanto arquitectónicos como de actividad, se obtienen las principales fuentes de pérdidas de energía para localizar los principales puntos donde se debe focalizar la refrigeración.

En un diseño real, existen programas que evalúan el diseño, estructura y materiales del habitáculo que queremos aclimatar y su orientación y situación geográfica para analizar la proyección de la radiación solar y la incisión de las condiciones climatológicas sobre la proyección del habitáculo para obtener el cálculo de la carga térmica. Debido a que este no es el fundamento del presente proyecto, en el diseño del software del programa para la simulación hemos considerado una carga térmica fija de 300KW para todos los sistemas de refrigeración en todas las instalaciones de cada región. Esta medida ha sido tomada para poder realizar un cálculo de los sistemas de refrigeración de forma más normalizada dando la misma potencia de carga en todos los casos y de esta forma ver que sistemas funcionaba más óptimamente y sus parámetros de funcionamiento.

2.6. Tecnología de los sistemas de condensación.

Para la realización de las simulaciones de los sistemas en el programa informático Matlab, se han normalizado los sistemas de impulsión tanto de aire como de agua para todos los sistemas de condensación e intentar normalizar lo más posible la comparativa final. De esta forma, la potencia y el consumo de los sistemas debido a la impulsión de los fluidos de trabajo, será proporcional, siguiendo una misma función.

Los mecanismos de impulsión de aire que incluyen los sistemas de condensación son de tipo inducido, es decir poseen un ventilador en la parte superior del sistema que impulsa el aire y lo evacua hacia el exterior. Este mecanismo es el más adecuado para evitar el retorno del aire que ya ha atravesado el sistema y se encuentra en estado saturado.

El mecanismo de impulsión consiste en un ventilador o grupo de ventiladores conectados en serie que poseen un perfil adecuado y está compuesto de un material resistente para poder propulsar el aire al exterior. Estos ventiladores tienen una curva de trabajo. Es aconsejable funcionar dentro de unos rangos de la curva de trabajo, debido a que el ventilador funcionará en condiciones más óptimas, tendrá un mayor rendimiento y un menor consumo de energía.

El ventilador utilizado es un “Vaneaxial Fan” de la empresa “Aerovent, S.A”, ventilador con propulsión de aire de forma axial, en dirección del eje. La mayoría de los sistemas comerciales utilizan este tipo de sistema de impulsión ya que tiene un reducido consumo y escasa producción de ruido.

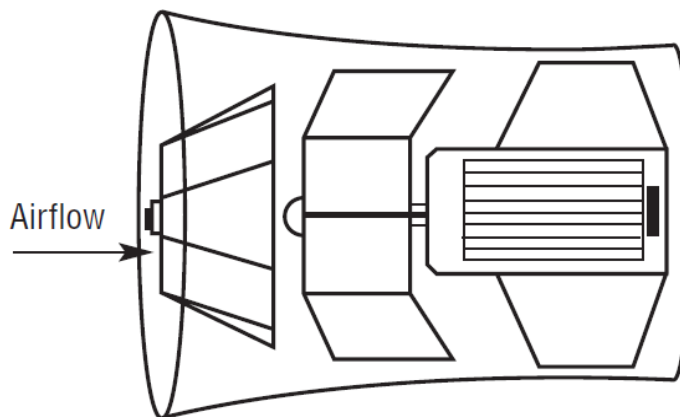


Figura 10: Vaneaxial Fan.

Las curvas, dadas por el fabricante, que describen los parámetros de funcionamiento de este ventilador son las siguientes:

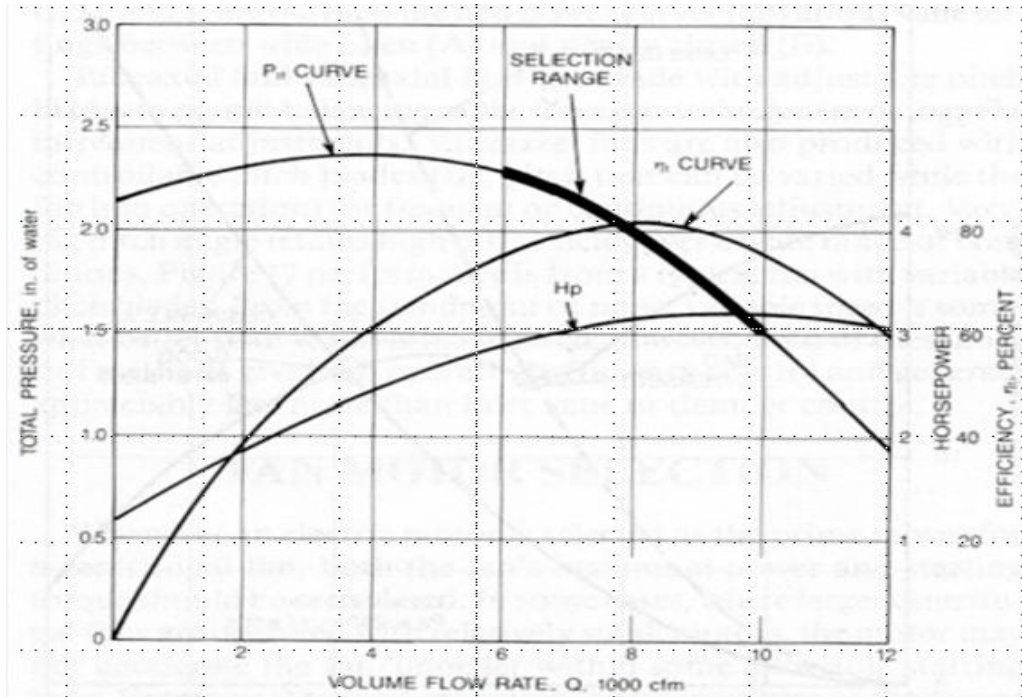


Figura 11: Parámetros funcionales de Vaneaxial Fan.

A través de Matlab, usando Digitice, se analizan los puntos que describen la curva descrita por cada parámetro de funcionamiento del ventilador. Con estos puntos, usando interpolación se puede obtener la función de un polinomio que describa la potencia y el incremento de presión que generan y usarla en el software de simulación de los sistemas de refrigeración en Matlab.

Realizando este proceso, se obtienen las siguientes funciones, las cuales usarán para los sistemas de impulsión de aire de todos los sistemas de refrigeración.

Función de potencia de Vaneaxial Fan:

$$P = 1e^4 - (1e^2 * Q) + (1e^{-1} * Q^2).$$

Función del incremento de presión que ofrece el ventilador para motivar el movimiento del aire y vencer las pérdidas de carga que se originan en su paso al atravesar el sistema.

$$Inc_P = 300 - (1e^{-4} * Q^2).$$

Simbología:

- $P \rightarrow$ Potencia desarrollada por el ventilador.
- $Inc_P \rightarrow$ Incremento de presión generado por el moviendo de las aspas del ventilador al impulsar el aire entre la sección interior y la sección de salida del sistema.
- $Q \rightarrow$ Caudal de aire que atraviesa el sistema por unidad de tiempo, medido en $\frac{m^3}{s}$

Un importante gasto energético añadido que conlleva el uso de sistemas asistidos por agua es el gasto de las bombas de impulsión para desplazar el agua por el circuito de refrigeración. El gasto de agua que pulverizamos sobre las áreas de transferencia de calor en los dos sistemas va a estar fijado durante el proceso de trabajo y siguiendo las recomendaciones del fabricante. El consumo que presentan los motores de las bombas de impulsión de agua son constantes durante todo el proceso a diferencia de los consumos que presentan los ventiladores, los cuales varían a lo largo del día debido a la variación del flujo de aire dependiendo de las condiciones de entrada de este y de las exigencias del sistema.

La potencia consumida por las bombas en Kw de cada uno de los dos sistemas va a estar marcada por la masa de agua a desplazar por las tuberías y por la pérdida de carga que debe vencer, es decir, tanto las pérdidas por fricción en la tubería como el salto hidráulico para alcanzar los pulverizadores.

La elección de la bomba va a venir marcada por el flujo de masa de agua que muevan los sistemas y las pérdidas que se originen a su paso, es decir, debemos de tener en cuenta el salto hidráulico, la altura estática, y también las pérdidas por fricción en la tubería. Este parámetro es diferente en ambos sistemas y debemos de escoger la bomba que más se adapte a nuestras necesidades con el mayor rendimiento posible. Para ello vamos a utilizar las curvas y tablas que nos aportan las casas comerciales como ESPA o la marca IHM.

Las tuberías del circuito de agua en ambos sistemas son de cobre con aislamiento térmico exterior. La velocidad a la que circula el fluido por su interior es de 1.8m/s, velocidad adecuada para mantener unos rangos de erosión y corrosión para trabajar en condiciones de operación adecuadas.

La presencia de codos, válvulas y filtros supone un añadido más para la pérdida de carga del fluido de trabajo. La pérdida de carga del fluido en su paso por un codo de 90 grados, está marcada por una constante de valor 0.8. Para valorar la constante de pérdida de carga que sufre el fluido al ser succionado para entrar en la tubería consideramos un valor de 1.9.

2. Fundamentos y datos de la instalación.

Por último, el valor de la constante de pérdidas por cambios de sección o existencia de válvulas de regulación, es de 1.2.

El condensador evaporativo tiene una altura estática de 3 metros y una longitud del circuito aproximada de unos 4.8 metros, con la presencia de 4 codos para redirigir las tuberías y una tobera antes de la salida para aumentar la velocidad del fluido antes de la llegada a los pulverizadores y de esta forma aumentar la presión en la salida.

El flujo másico de agua que fluye por el circuito es de $3.8 \frac{Kg}{s \cdot m^2}$ y la sección del sistema es de $3 m^2$ por lo que el caudal de agua que circula por el circuito de abastecimiento es de $11.4 \frac{Kg}{s}$. Para establecer el punto de nuestra instalación en los gráficos comerciales poner las dimensiones en las mismas unidades y nos queda un caudal de agua para este sistema de $42 \frac{m^3}{h}$.

Para un correcto funcionamiento vamos a seleccionar la bomba de la empresa ESPA modelo "Multi VX 20". Dentro de este modelo de bomba existen submodelos que desarrollan distinta potencia para alcanzar saltos hidráulicos mayores para un mismo rango de caudales. Para el caso del evaporativo vamos a seleccionar el submodelo "Multi VX 20 02F22T" cuyas características técnicas se detallan a continuación. Este modelo nos permitirá elevar el flujo de agua hasta la parte superior del sistema pero se requieren de dos bombas de presurización en paralelo para impulsar todo el caudal.

Utilizando las gráficas cedidas por el fabricante presentamos el rendimiento y la potencia consumida por cada combinación de bombas.

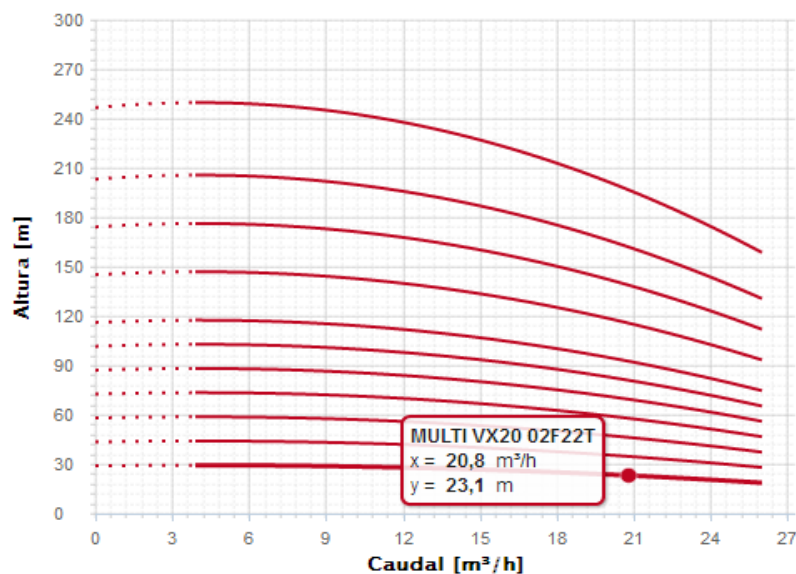


Figura 12: Bomba 1. Representación de altura.

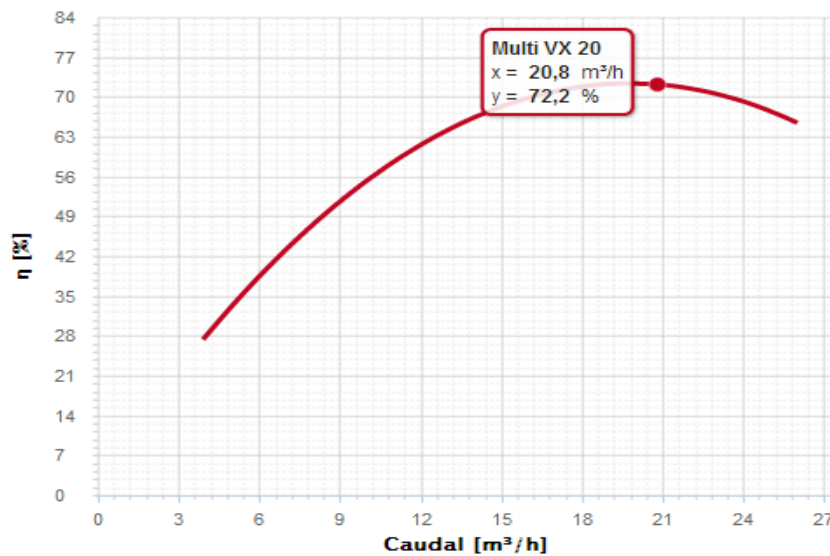


Figura 13: Bomba 1. Representación de rendimiento.

El modelo seleccionado, “Multi VX 20 02F22T”, permite desplazar un volumen de agua por unidad de tiempo de $20,8 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ con un salto hidráulico de 23.1 m. La potencia consumida por los motores para elevar ese caudal de agua es inversamente proporcional al rendimiento al que esté funcionando la máquina, en este caso 72%. Para el condensador evaporativo, el gasto de energía consumido por cada una de las bombas de expansión es de 0.85 Kwh.

En el caso de la torre, la altura estática que debe superar la bomba para alcanzar los pulverizadores de agua del sistema de refrigeración es la misma que en el condensador evaporativo debido a que la arquitectura de ambos sistemas, pero la longitud de los tubos del circuito de agua es bastante mayor. Además, existe una mayor cantidad de pérdidas por codos, toberas, válvulas y también por su paso por el intercambiador de placas para poder transferir el calor del circuito auxiliar. El fluido arrastrará grandes pérdidas que exigirán a la bomba un mayor incremento de presión y aumentarán el punto de funcionamiento de nuestra instalación. Por esta razón, si queremos mantener un alto rendimiento de trabajo debemos de seleccionar para esta instalación una bomba que desarrolle una mayor potencia.

El flujo másico de agua por metro cuadrado que fluye por el circuito de la torre de refrigeración es menor que el flujo del sistema evaporativo y de valor $3,1 \frac{\text{Kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$. La sección del sistema es también de 3 m^2 ya que todos los sistemas analizados son de dimensiones similares, por lo que el flujo másico de agua que circula por el circuito de abastecimiento es de $9,3 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$.

Para establecer el punto de nuestra instalación en los gráficos comerciales poner las dimensiones en las mismas unidades y nos queda un caudal de agua para este sistema de $33.48 \frac{m^3}{h}$.

Para este sistema vamos a seleccionar un modelo de bomba de menores dimensiones debido a que en este sistema el caudal de agua es menor que en el sistema evaporativo. El modelo que más se adapta a nuestros requerimientos es el “Multi VX 15”. Debido a la predisposición del circuito hidráulico vamos a seleccionar un submodelo más potente debido a que debemos superar un mayor salto hidráulico. Para abarcar todo el caudal, hemos dispuesto dos bombas en paralelo del submodelo “Multi VX15 05F40T” que nos permitirá elevar todo el flujo de agua hasta la parte superior del sistema.

Utilizando las gráficas cedidas por el fabricante presentamos el rendimiento y la potencia consumida por cada combinación de bombas.

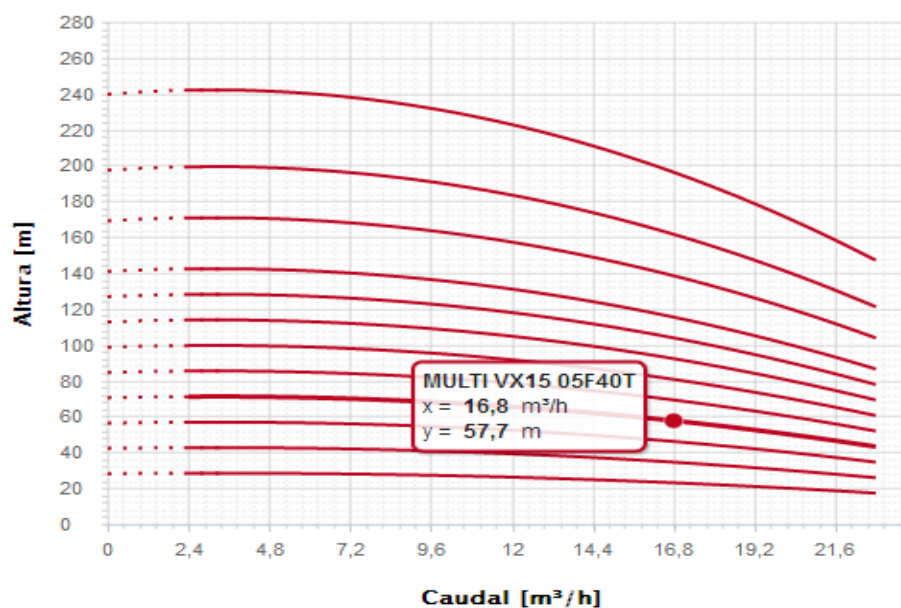


Figura 14: Bomba 2. Representación de altura.

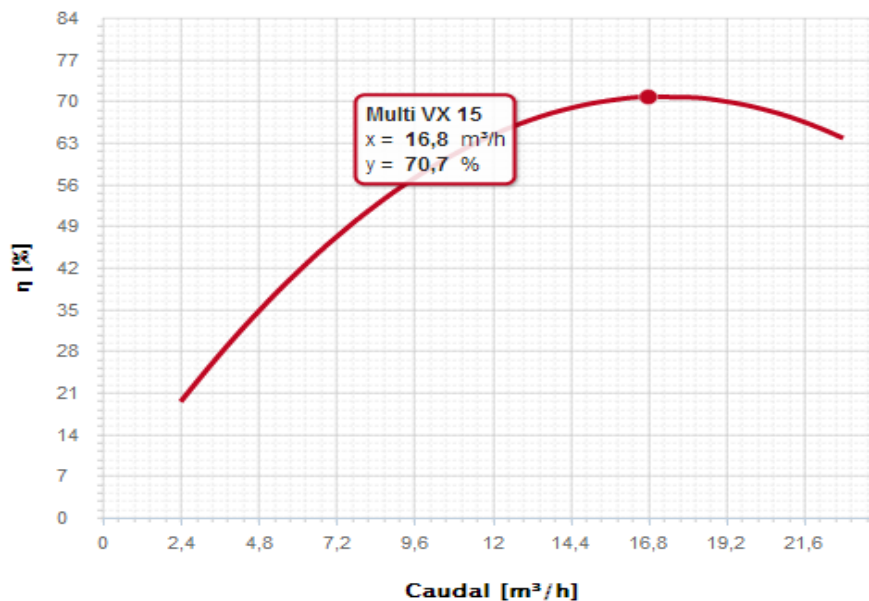


Figura 15: Bomba 2. Representación de rendimiento.

El modelo seleccionado, “Multi VX15 05F40T”, nos permite desplazar un caudal de agua de $16,8 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ con un salto hidráulico de 57.7 m. La potencia consumida por los motores para elevar ese volumen de agua por unidad de tiempo, es inversamente proporcional al rendimiento al que esté funcionando la máquina, en este caso 70%. Para la torre de refrigeración, el gasto de energía consumido por cada una de las bombas de expansión es de 0.75 Kwh.

	Condensador evaporativo	Torre de refrigeración
Flujo másico de agua por metro cuadrado	$4 \frac{\text{Kg}}{\text{s} * \text{m}^2}$	$3.1 \frac{\text{Kg}}{\text{s} * \text{m}^2}$
Potencia consumida por la bomba	1.5 Kwh	1.9 Kwh

Tabla 14: Potencia de bombas.

Para evitar que se produzca cavitación y vibraciones en el funcionamiento de los sistemas que impulsión de agua se han seleccionado un tipo de bomba que se adapte a las necesidades de cada sistema. Como los caudales de suministro de agua y los saltos hidráulicos son fijos para cada sistema, podemos seleccionar la disposición de bombas que mejor se adapte a nuestras necesidades aportando un alto rendimiento.

Como se puede observar, el consumo de potencia es mayor en la torre de refrigeración que en el condensador evaporativo aunque el gasto de masa de agua es mayor en el condensador que en la torre. Esto es debido al circuito de cada sistema. El condensador evaporativo está constituido por un pequeño circuito secundario que impulsa el agua para humedecer los tubos donde circula el fluido refrigerante del sistema frigorífico que arrastra la carga térmica. Este sistema sólo debe elevar el agua desde la piscina inferior y hasta los pulverizadores, realizando un ciclo cerrado. El fabricante nos recomienda un flujo másico de agua por metro cuadrado de $4 \frac{Kg}{s \cdot m^2}$ para mantener los tubos mojados adecuadamente y tener una buena transferencia de calor.

En cambio, en el caso de una torre de refrigeración, la caudal de agua es menor debido a que en el sistema de refrigeración existe contacto directo entre el agua del circuito secundario que arrastra la carga térmica y el aire, el cual evacua la energía térmica al exterior. A causa de este contacto directo del fluido de trabajo, el cual usamos el refrigerante R-407C, debemos disponer de un circuito auxiliar intermedio para evitar que el contaminante se volatilice con el aire y pueda llegar a ocasionar un problema de salud pública. Por esta razón, conectamos el circuito auxiliar por el que fluye el refrigerante, con el circuito secundario por el que haremos fluir agua, a través de un intercambio de placas de alta eficiencia en la transferencia de calor. La longitud de la malla de tuberías del circuito secundario, la existencia de válvulas, toberas y codos y la presencia del intercambiador de placas para el recibir el aporte de calor a evacuar al exterior del circuito auxiliar hace que exista un alto valor de pérdidas de presión. A todo esto se le suma las pérdidas por fricción y la altura efectiva hasta los pulverizadores se obtiene un salto hidráulico de valor 56.8m que deberá superar la bomba para poder desplazar el fluido por toda su trayectoria. Este es el principal motivo que hace que las bombas del sistema de torre requieran de una mayor potencia, aunque desplacen de un menor caudal que las bombas del sistema evaporativo, y por tanto tengan un mayor consumo.

3

Descripción Técnica de los sistemas.

3. Estudio y cálculos técnicos.

3.1. Descripción de la instalación.

Los sistemas de refrigeración o condensación son máquinas para la extracción y evacuación de energía térmica en forma de calor. La descripción más simple para definir un sistema de condensación es su partición en dos partes. Por un lado, el circuito frigorífico de compresión o máquina frigorífica, se encarga de extraer el calor del sistema físico o habitáculo. Por otro lado, el ciclo secundario de refrigeración que se encarga de evacuar la carga térmica al exterior, al ambiente. En este caso, el sistema de refrigeración trabaja intercambiando calor con el exterior, aprovechando la energía latente del cambio de fase del refrigerante, esta razón por la que se denomina sistema de condensación.

En el circuito frigorífico de compresión se utiliza el refrigerante R407-C anteriormente seleccionado por sus cualidades y características técnicas. Este será nuestro fluido de trabajo que nos permitirá extraer el calor del habitáculo o sistema físico a través del condensador para evacuarlo al exterior.

Se considera que nuestro fluido de trabajo transfiere calor en los intercambiadores aprovechando el cambio de fase con el calor latente. En el evaporador del circuito frigorífico, el refrigerante de la máquina de compresión absorberá el calor, evaporándose, aprovechando la energía del calor latente de vaporización. Cuando el refrigerante pasa al condensador, el calor es evacuado al exterior liberando energía en forma de calor latente de condensación.

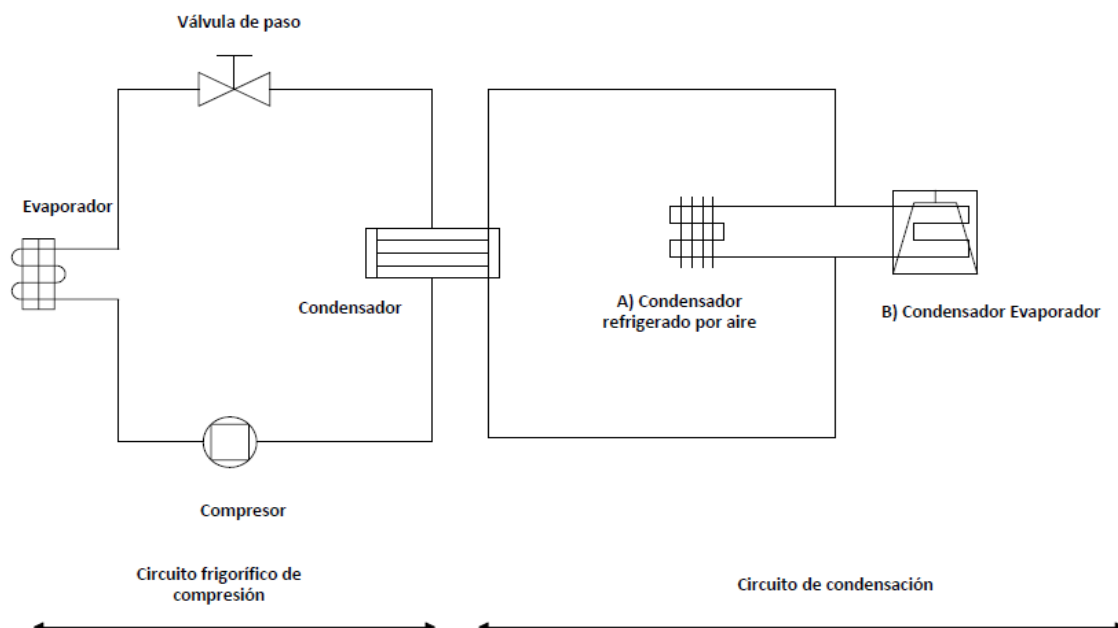


Figura 16: Sistema frigorífico.

Los sistemas de aircooled y condensador evaporativo evacuan el calor directamente del condensador de la máquina frigorífica. Ambos sistemas contienen un haz de tubos por donde circula el refrigerante y por el que se extrae el calor al exterior. Este haz de tubos, es el condensador de la máquina frigorífica que está implantado dentro de estas máquinas de refrigeración. El compresor dispone al refrigerante a la presión adecuada para que el condensador trabaje en cambio de fase y se transfiera energía en forma de calor latente de condensación. En ambos sistemas, será el aire el encargado de evacuar el calor al ambiente, pero el condensador evaporativo está asistido por un circuito cerrado de agua que se pulveriza sobre los tubos para aumentar el coeficiente convectivo de transferencia.

En cambio, la torre de refrigeración trabaja en contacto directo entre el fluido de trabajo y el aire atmosférico. El refrigerante R-407C no destruye la capa de ozono pero su contacto directo con el aire lo descompone y destruye su estructura. Por esta razón debemos de introducir un circuito auxiliar intermedio que estará en contacto con el circuito frigorífico de compresión a través del condensador y por el que circulara el refrigerante que actuara como medio de transmisión del calor de la carga de térmica aprovechando el calor latente de sus cambios de fase. Este circuito se conectara al circuito secundario a través de un intercambiador de placas de alta eficiencia para transferir la energía calorífica. Agua es el fluido que circula por el circuito secundario y será el encargado de evacuar la carga térmica del sistema al exterior.

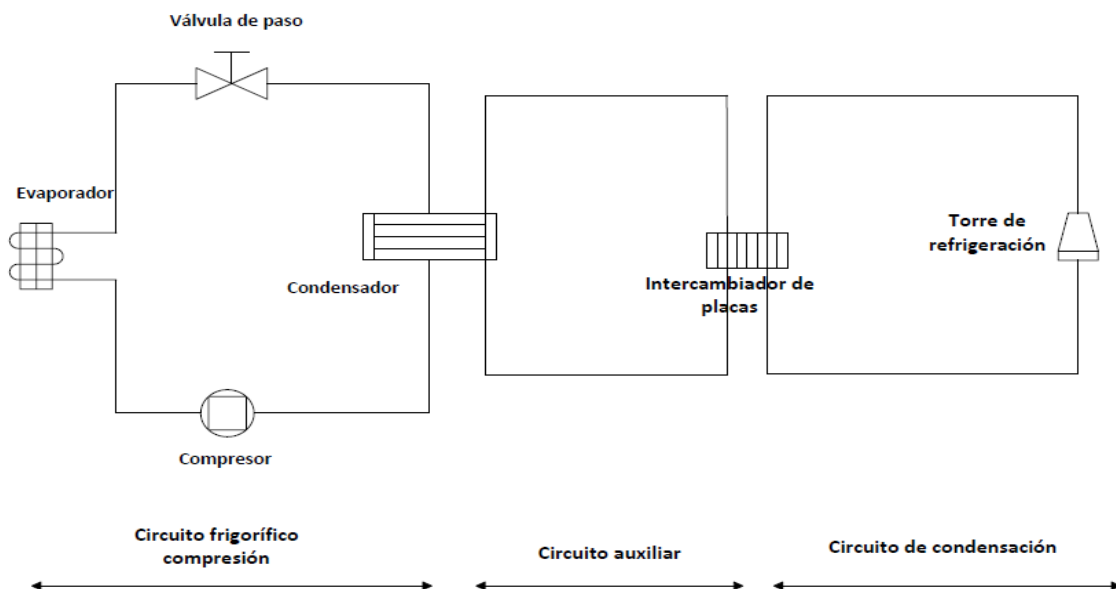


Figura 17: Sistema frigorífico con circuito auxiliar.

Como podemos ver, el sistema de torre de refrigeración requiere de un circuito más complejo y extenso que el resto de sistema.

Esto se debe a su contacto directo con el ambiente pero esto le permitirá, como veremos próximamente, ser el sistema más eficiente térmicamente.

3.2. Consideraciones de aplicación.

Para realizar la simulación de cada sistema, tras la optimización de los parámetros para un correcto funcionamiento, hemos buscado sistemas comerciales en el mercado actual que se adapten a los parámetros obtenidos. La finalidad de la programación del software de cálculo es realizar una comparativa entre los distintos sistemas a estudio, por ello vamos a utilizar sistemas de condensación de las mismas dimensiones y arquitectura para realizar la simulación. Todos tienen una sección de paso media de 3 metros cuadrados que permitirá la entrada de aire y será el área de intercambio para que se produzca la transferencia de calor entre los fluidos de trabajo. También es importante añadir que todos los sistemas de condensación disponen del mismo mecanismo de impulsión, tanto propulsión de aire con ventiladores, como de bombas hidráulicas. Las secciones de los tubos es común para ambos casos pero la velocidad del agua que circula por su interior es distinta según lo regulado para cumplir con los requerimientos del sistema de condensación.

El refrigerante a usar por todos los sistemas es el R-470C. Es el freón usado más comúnmente en el mercado para los sistemas de condensación. El compresor de la máquina frigorífica dispondrá al refrigerante en el condensador a la presión que le permita cambiar de fase según las condiciones de entrada. En todo momento, la válvula de paso y el compresor dispondrán el fluido de trabajo bajo las condiciones que les permitan trabajar en cambio de fase.

Sus características y propiedades técnicas le hacen ideal para trabajar con estos sistemas. Además, es poco contaminante en caso de fuga y no se degrada mucho. Tras el paso del tiempo, el refrigerante se degrada pero su reciclaje es sencillo y barato. Las características técnicas son:

R-407C	
Densidad	312 (Kg/m ³)
Viscosidad	2*10 ⁻⁵ (Kg/ms)
Conductividad técnica	0.0819 (W/m*K)
Capacidad calorífica	3900 (J/Kg*K)
Coeficiente convectivo	14.6 (KW/m ² *K)
Coeficiente en cambio de fase	1050.9 (Kj/Kg)

Tabla 15: Propiedades R-407C.

En las simulaciones se presentarán los sistemas de condensación sometidos a distintas condiciones de entrada fijando una carga térmica común. La variación de las condiciones climatológicas de entrada al sistema produce grandes oscilaciones en los parámetros de funcionamiento de los sistemas. Por esta razón, se debe regular algunos parámetros de los sistemas para conseguir que funcionen en todas las regiones, en la medida de lo posible, dentro de los rangos óptimos de funcionamiento.

Los únicos parámetros que se podrían variar para la optimización del sistema son:

- El principal parámetro que se debe regular para adaptar el sistema ante la variación de las condiciones de entrada es la cantidad de caudal de aire necesario para poder vencer la demanda. La oscilación de este parámetro variará las revoluciones de giro y la potencia del ventilador y será el principal motor para poder evacuar la carga térmica. En los casos de sistemas asistidos por agua, es importante tener en cuenta el gasto de agua que suministramos haciendo una relación mayor o menor de aire agua para alcanzar una buena transferencia de calor y un funcionamiento eficiente.
- En el condensador evaporativo y en el aircooled se podría variar el número de tubos instalados. También, se pueden variar el número de pasos por tubo introduciendo mallas de tubos más largos para aumentar el área de contacto de transferencia de calor hasta el máximo que permita el espacio destinado.
- En la torre de refrigeración, la transferencia de calor se realiza por contacto directo sin existencia de tubos. Para la regulación y optimización del sistema según las condiciones de entrada el fabricante nos permite variar el tipo y la longitud del empaquetamiento hasta ocupar el máximo del espacio destinado para ello, de esta forma aumentar la zona de contacto y aumentar la transferencia de calor.
- También, el intercambiador de placas puede ser variado según las necesidades requeridas. El fabricante da la posibilidad de variar el número de placas hasta un máximo para aumentar la eficiencia del intercambiador y otorgar un mayor intercambio de calor en caso de que el sistema este muy comprometido.

3.3. Sistemas genéricos.

Tras la presentación de los sistemas de impulsión, las instalaciones hidráulicas y los fluidos de trabajo que fluyen por los sistemas, se van a presentar y evaluar los sistemas comerciales elegidos. Estos sistemas antes de su puesta en marcha, deben ser optimizados para trabajar de manera más eficiente y presentar los resultados finales.

3.3.1. Condensador evaporativo, descripción, cálculos y resultados.

Los sistemas de condensación evaporativos son sistemas muy similares a las torres de refrigeración. En ambos se pulveriza un fluido de trabajo en contacto directo con el aire atmosférico, el cual se arrastrará la carga al exterior. La principal diferencia entre los dos sistemas reside en el fluido de trabajo de los dos sistemas. La torre de refrigeración funciona impulsando agua y el condensador evaporativo circula un freón o refrigerante el cual tiene mayor capacidad calorífica e inercia térmica que el agua y a su paso por el sistema de condensación experimenta cambio de fase. El principal problema de muchos freones es que son contaminantes y perjudiciales para la salud o se descomponen y deforman su estructura al estar en contacto con el aire atmosférico, como es el refrigerante R-407C usado para este estudio. Por esta razón, el sistema de condensación evaporativo contiene un circuito auxiliar por el que circula agua para asistir en la refrigeración del sistema. A través del uso de pulverizadores se proyectan gotas de agua a presión por encima del área de contacto de los conductos por los que circula el refrigerante y de esta forma aumentar el coeficiente convectivo y la transferencia de calor. El agua actúa como un intermediario entre los tubos por los que circula el refrigerante y el aire atmosférico, no almacena ni absorbe energía, solo la transfiere de un medio a otro. Su temperatura la vamos a considerar constante a lo largo de todo el sistema.

Tras realizar la optimización de la arquitectura del condensador evaporativo con la carga térmica genérica propuesta hemos obtenido unas dimensiones que cumplir con los requisitos demandados funcionando a un régimen óptimo de funcionamiento y un alto rendimiento.

Para adaptar nuestras simulaciones más a la realidad seleccionamos el sistema comercial EWK-E 324/4 de la empresa “EWK, torres de refrigeración”. Este sistema tiene una arquitectura y unas dimensiones similares a obtenido en la simulación optimizada y tras su optimización se adapta a nuestras necesidades.

Presentamos los planos del sistema comercial y sus características técnicas.

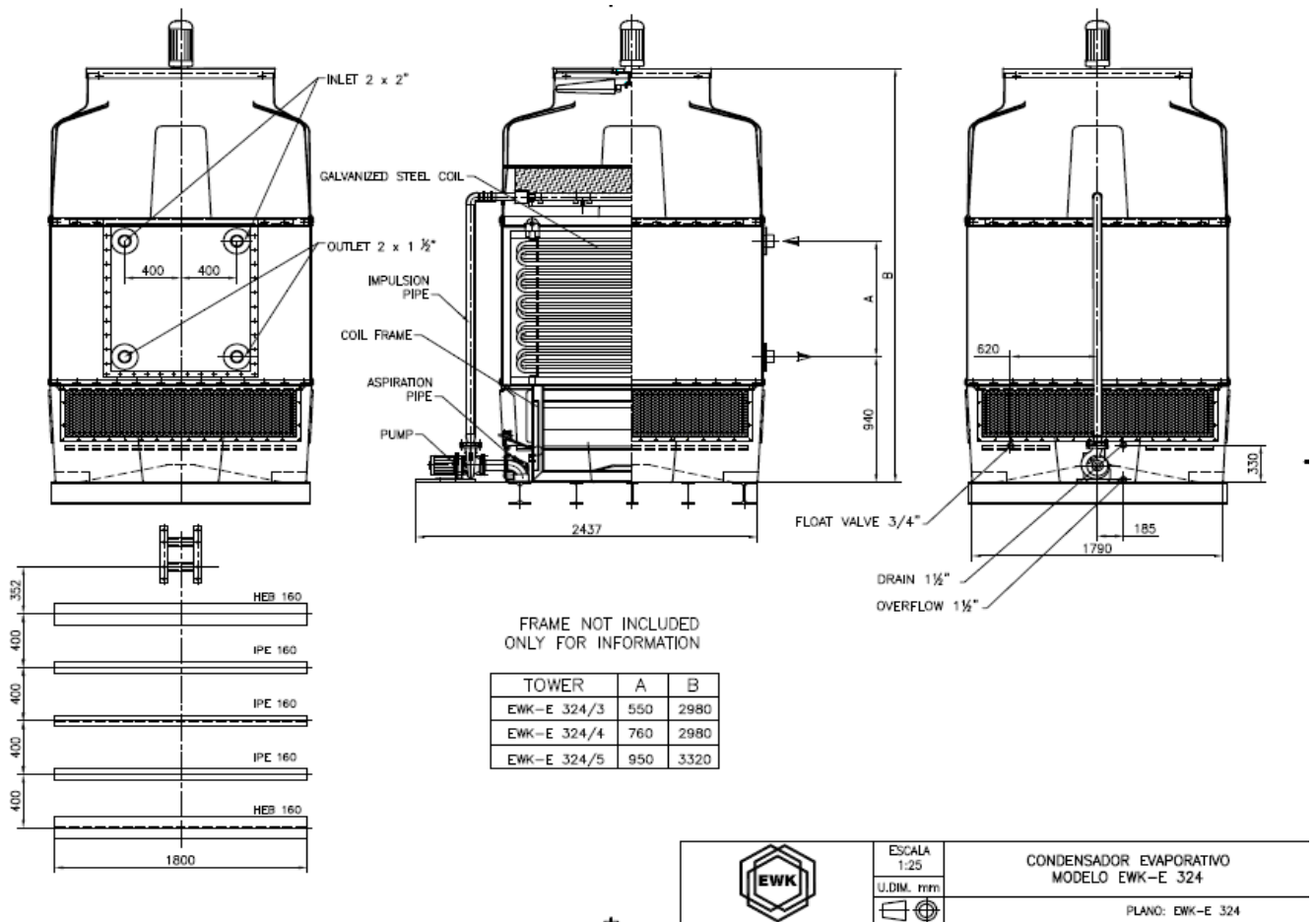


Figura 18: Plano del Condensador evaporativo.

Condensador evaporativo de la empresa "EWK torres de refrigeración" modelo EWK-E-324.

Para nuestra instalación se ha escogido el sistema con dimensiones y arquitectura pertenecientes al modelo EWK-E-324/4. Este modelo tiene las siguientes características técnicas y dimensiones:

Condensador Evaporativo	
Modelo	EWK-E-324/4
Altura	2.89 (m)
Ancho	1.825 (m)
Largo	1.825 (m)
Gasto de agua	9 (l/s)
Nº de tubos	22
Longitud de los tubos	1.4 (m)
Diámetro de los tubos	0.055 (m)

Espesor de los tubos	0.0036 (m)
Material de los tubos	Alumnio
Diámetro de ventilador	1.2 (m)
Nº de ventiladores	1
Revoluciones referencia	250 (rpm)
Coef. Perdidas estructuras	1.8
Coef. Perdidas salida	0.7
Coef. Perdidas eliminador de gotas	2.7

Tabla 16: Propiedades Condensador evaporativo.

3.3.2. *Aircooled, descripción, cálculos y resultados.*

El sistema de refrigeración air-cooled consiste en la impulsión de aire a través de una malla de tubos por los que circula el refrigerante. A través del flujo de aire, se trata de evacuar la carga térmica, que arrastra el refrigerante por los tubos, hacia la atmósfera. Al igual que en los otros sistemas, el freon que circula por los conductos sufre cambio de fase gracias a las condiciones de presión. Este sistema es menos eficiente que los sistemas asistidos por agua ya que el fluido de trabajo para la evacuación de calor al exterior no sufre cambio de fase, el agua que utilizan su evaporación para evacuar energía en forma de calor latente. Por otro lado, este sistema puede ser implantado en aéreas donde el recurso de acuífero sea escaso o suponga un gran gasto disponer de él.

Tras realizar la simulación del ciclo de refrigeración en las distintas regiones y su optimización se ha comprobado que el sistema requiere de dos sistemas de aircooled conectados en paralelo para poder refrigerar la carga térmica estipulada. La distribución de los sistemas en paralelo se debe a la partición de carga entre ambos sistemas reduciendo el régimen de trabajo, funcionando en rangos óptimos de funcionamiento. Si quisiéramos reducir a uno el número de sistemas y de esta forma reducir el coste de inversión, podríamos instalar un sistema más potente y con mayores dimensiones o podríamos someter a mayor trabajo al compresor del circuito frigorífico aumentando el gasto de energía consumida. Como en este estudio no analizamos el ciclo frigorífico, vamos a requerir de los dos sistemas de air-cooled para evacuar la carga.

Para calcular la transferencia de calor del sistema de haz de tubos por los que circula el freón con el aire hemos utilizado las fórmulas para la efectividad de intercambiadores iterando con las correcciones de eficiencia de intercambio de NTU y las capacidades térmicas.

De esta forma se solventa el problema de capacidad de intercambio de los tubos y se obtiene el diseño y dimensionado del sistema de intercambio para un determinado refrigerante que circula a una velocidad fija por los tubos.

En el mercado actual, la empresa “Intercal” se dedica al diseño y fabricación de sistemas de refrigeración, como por ejemplo, condensadores de aire. Para la simulación hemos seleccionado el modelo “CA3-632-268 D-H (V)” de dimensiones y arquitectura similares al que hemos decidido como referencia.

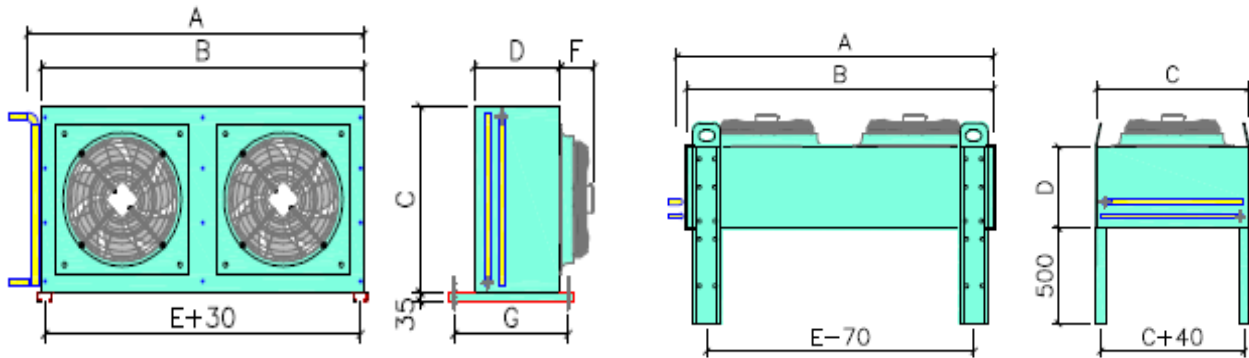


Figura 19: Plano del Air-cooled.

El sistema de air-cooled seleccionado para la refrigeración tiene las siguientes características técnicas:

Air-cooled	
Modelo	CA3-632-268 D-H (V)
Altura	0.56 (m)
Ancho	1.73 (m)
Largo	1.66 (m)
Gasto de aire	11.1 (l/s)
Nº de tubos	41
Longitud de los tubos	1.16 (m)
Diámetro de los tubos	0.055 (m)
Espesor de los tubos	0.0036 (m)
Material de los tubos	Aluminio
Diámetro de ventilador	0.43 (m)
Nº de ventiladores	2
Revoluciones referencia	250 (rpm)
Coef. Perdidas estructuras	1.8
Coef. Perdidas salida	0.7
Coef. Perdidas intercambiador	2.7

Tabla 17: Propiedades Air-cooled.

3.3.3. Torre de refrigeración, descripción, cálculos y resultados.

Por último, se analizará el sistema de torre de refrigeración. Este sistema a diferencia de los otros dos ciclos tiene dos circuitos en el ciclo de refrigeración.

El primer circuito conecta directamente con el circuito frigorífico de compresión, por este circuito circula el refrigerante y será el medio de comunicación con el exterior. Este circuito es muchas veces imprescindible, como en nuestro caso, ya que se usa el refrigerante R-407C, el cual no puede estar en contacto con el aire debido a su descomposición y pérdida de estructura. Debido a que las torres de refrigeración son sistemas donde el fluido de trabajo entra en contacto directo con la atmósfera necesitamos disponer de un circuito intermedio.

El segundo circuito, conecta con el primero a través de un intercambiador de placas que ahora presentaremos. Por este circuito circula agua que será pulverizada en el interior de la torre en contacto directo con el aire atmosférico.

Tras la simulación del sistema y su posterior optimización para unas condiciones de entrada genéricas y con la carga térmica presentada hemos calculado una arquitectura básica que podría funcionar bajo rangos óptimos de funcionamiento regulando alguno de sus parámetros como el tipo o la altura de empaquetamiento.

El intercambiador que se ha usado para nuestra simulación se compone de placas. Estos intercambiadores son más eficientes que los intercambiadores tubo carcasa para cargas pequeñas. Además, gracias a su diseño, son muy compactos y ocupan poco espacio. El sistema comercial usado pertenece a la empresa "Alfalaval". El intercambiador seleccionado para lograr un intercambio más eficiente en la transferencia de calor entre el circuito primario y secundario, es el modelo "AC230EQ / ACH230EQ".



Figura 20: Intercambiador de placas.

La arquitectura y dimensiones que describen este modelo de intercambiador de placas es el siguiente:

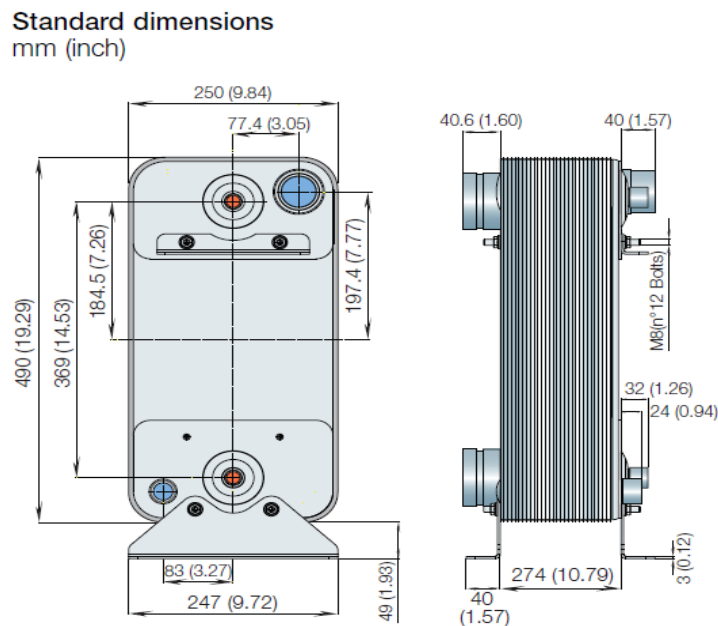


Figura 21: Plano del Intercambiador de placas.

Este modelo, funciona de manera eficiente para la instalación que se ha desarrollando y para la carga térmica que se quiere evacuar. Hay que tener en cuenta que para cada instalación hay que buscar el modelo que más se adapte a las necesidades y requerimientos que se precisen. Las características técnicas que describen a nuestra instalación son las siguientes:

Intercambiador de placas	
Modelo	AC230EQ / ACH230EQ
Altura	490 (mm)
Ancho	250 (mm)
Largo	274 (mm)
Amplitud de corrugación	0.05
Nº de placas	82
Longitud de los placas	460 (m)
Ancho de placas	235 (mm)
Espesor de placas	5 (mm)
Material de las placas	Acero
Longitud proyectada	1.2 (mm)

Tabla 18: Propiedades intercambiador de placas.

Otra variable que determina el funcionamiento del intercambiador de placas es el ángulo de incidencia del fluido en las placas. Este ángulo puede ser variable, podemos regularlo según las necesidades. Este parámetro nos va a determinar el Número de Nusselt para comparar la transferencia de calor que se produce por conducción y por convección y además para obtener los parámetros que regulan la pérdida de carga. Este parámetro está directamente ligado al Reynold del fluido y por consiguiente a su velocidad. Para nuestro caso, el valor del ángulo será de valor 45°.

Chevron Angle (deg)	Reynolds Number	C_k	y	Reynolds Number	K_p	z
≤ 30	≤ 10	0.718	0.349	< 10	50.000	1.000
	> 10	0.348	0.663	10–100	19.400	0.589
45				> 100	2.990	0.183
	< 10	0.718	0.349	< 15	47.000	1.000
	10–100	0.400	0.598	15–300	18.290	0.652
50	> 100	0.300	0.663	> 300	1.441	0.206
	< 20	0.630	0.333	< 20	34.000	1.000
	20–300	0.291	0.591	20–300	11.250	0.631
60	> 300	0.130	0.732	> 300	0.772	0.161
	< 20	0.562	0.326	< 40	24.000	1.000
	20–400	0.306	0.529	40–400	3.240	0.457
≥ 65	> 400	0.108	0.703	> 400	0.760	0.215
	< 20	0.562	0.326	< 50	24.000	1.000
	20–500	0.331	0.503	50–500	2.800	0.451
	> 500	0.087	0.718	> 500	0.639	0.213

Tabla 19: Parámetros de intercambiador de placas.

Para realizar la simulación de la torre de refrigeración hemos buscado un sistema de dimensiones similares a los otros dos sistemas anteriormente planteados. La empresa EWK dispone de torres de refrigeración. La que más se adapta para nuestra instalación es el modelo EWK 324-03.

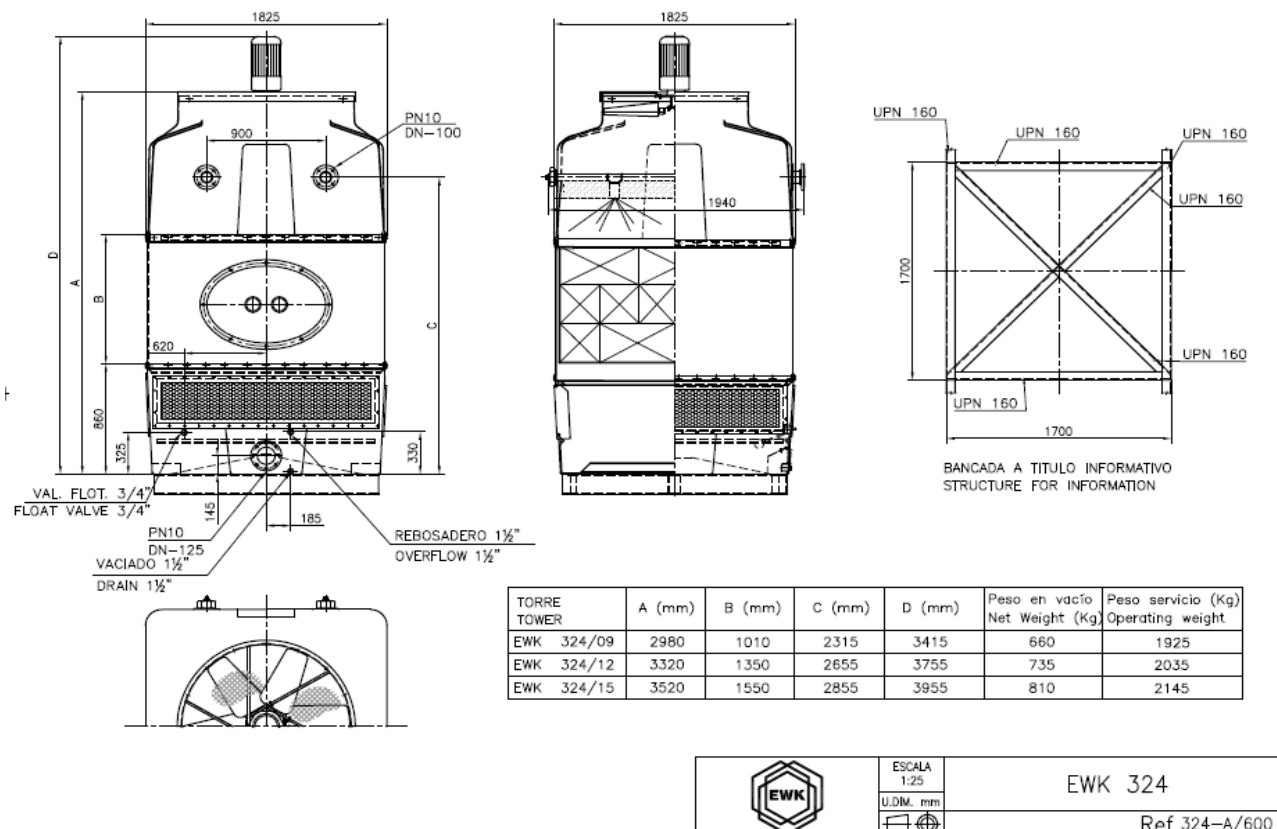


Figura 22: Plano de torre de refrigeración.

Este sistema de torre posee un relleno para favorecer el intercambio de calor aumentando el tiempo de residencia para la transferencia de calor entre el fluido de trabajo y el aire. Además, en su parte superior, dispone de un separador de gotas pero evitar la evacuación de gotas de agua, reducir el gasto de purga y disminuir la legionela.

Las características técnicas de este sistema son:

Torre de refrigeración	
Modelo	EWK 324-03
Altura	2.315 (m)
Ancho	1.825 (m)
Largo	1.825 (m)
Longitud del relleno	0.85 (m)
Ancho del relleno	1.21 (m)
Largo del relleno	1.21(m)
Material del relleno	acero
Material del eliminador de gotas	Aluminio

Nº de ventiladores	1
Revoluciones referencia	250 (rpm)
Coef. Perdidas en el relleno	f(L.Fill)
Coef. Perdidas estructuras	1.8
Coef. Perdidas salida	0.7
Coef. Perdidas eliminador de gotas	2.7

Tabla 20: Propiedades de torre de refrigeración.

4

Cálculo para la
simulación.

4. CÁLCULOS PARA LA SIMULACIÓN.

4.1. Introducción.

El programa desarrollado en Matlab consiste en la implementación del proceso térmico, mecánico y energético en cada uno de los sistemas de condensación analizados.

Para comenzar se estipulan unas dimensiones fijas de los sistemas, para que todos ocupen el mismo espacio físico en la instalación y dispongan de un área de intercambio de calor común. Tras esto son sometidos a las condiciones de entrada y se modifica su arquitectura interior, número de tubos, longitud del intercambiador, etc que el fabricante nos deja modificar en cada modelo hasta unos límites máximos y mínimos, hasta que el sistema funcione en unos rangos óptimos de funcionamiento.

Tras esto se buscan modelos comerciales que mejor se adapten a la arquitectura demandada anteriormente para un funcionamiento más óptimo posible. Con el modelo encontrado se regulan los flujos de trabajo para una mayor eficiencia en su funcionamiento.

En cada simulación de los sistemas antes de las distintas condiciones de entrada, hay que realizar todo el proceso de optimización de los parámetros para que los mecanismos de funcionamiento trabajen lo más cerca posible de el rango óptimo de funcionamiento y de forma más eficiente.

En el siguiente bloque se presentan las representaciones de los tres sistemas, Aircooled, Condensador Evaporativo y Torre de Refrigeración están optimizados para funcionar bajo las condiciones ambientales de cada región. El desarrollo térmico del funcionamiento de los sistemas está marcado principalmente por la transferencia de calor entre los distintos mecanismos que componen cada sistema y la pérdida de carga que se origine en cada uno de ellos.

4.2. Balances energéticos.

En todos los sistemas se han realizado balances de energía para calcular la cantidad de calor cedido y transferido. Es destacable, como bajo las mismas condiciones, el sistema de impulsión solo con aire, air-cooled, trabaja con una menor eficiencia que el sistema evaporativo y la torre de refrigeración. Esto puede explicarse por el uso de agua como medio de transferencia de calor tanto en el condensador evaporativo como en la torre.

El agua tiene aproximadamente cuatro mil veces más capacidad calorífica que el aire, lo cual le permite absorber mayor cantidad de energía para evacuar la carga térmica. En estos dos sistemas, para realizar el balance energético, hay que tener en cuenta el porcentaje de vapor de agua que se evapora hacia la atmósfera y la cantidad de calor que arrastra.

En los rangos normales de funcionamiento se pierde por evaporación entorno al 3 o 5% del agua del ciclo. Se considera que la mayor transferencia de calor se origina por calor latente de vaporización debido a ser mucho mayor que la transferencia por calor sensible. Para controlar la calidad del agua y evitar la aparición de aire y partículas disueltas se controla a través de la purga. La pérdida de fluido de refrigeración hay suplirla con nuevo abastecimiento, se introduce directamente de la red para suplir la pérdida ocasionada por la evaporación. Normalmente, la temperatura del agua de red es considerablemente menor que la temperatura del fluido de refrigeración.

Presentamos los cálculos para realizar los balances energéticos.

Cálculo de masa evaporada.

$$m_{\text{evaporada}} = m_{\text{aire}} * (w_o - w_i)$$

Energía que arrastra la masa de agua evaporada.

$$Q_{\text{evaporada}} = m_{\text{evaporada}} * C_{p.\text{vapor}} * (T_{\text{agua.o}} - T_{\text{agua.i}})$$

Energía de reposición.

$$Q_{\text{reposición}} = m_{\text{evaporada}} * C_{p.\text{agua}} * (T_{\text{agua.i}} - T_{\text{agua.red}})$$

Energía que arrastra el aire.

$$Q_{\text{aire}} = m_{\text{aire}} * (i_o - i_i)$$

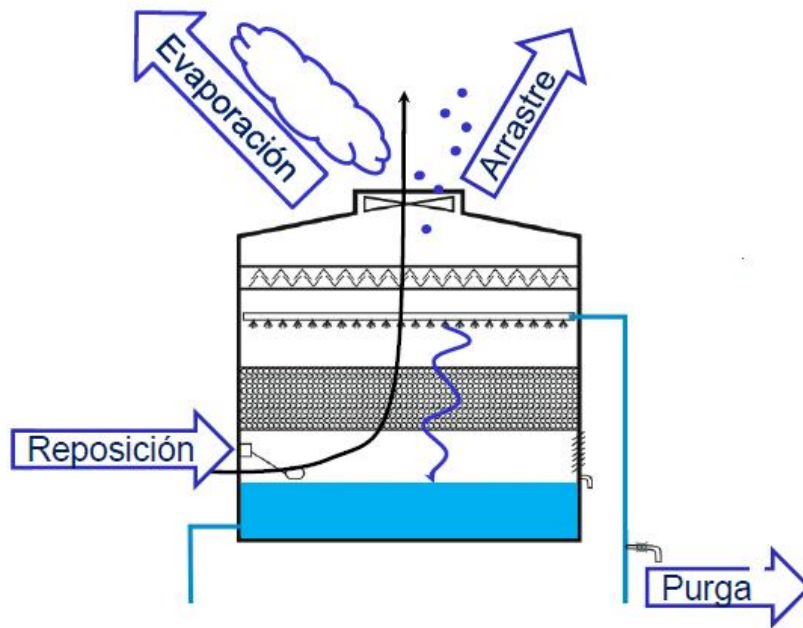


Figura 23: Balance energético.

Para poder cumplirse el balance energético, la carga térmica que arrastra el sistema a través del refrigerante debe ser igual a la energía que arrastran los fluidos de trabajo. En el caso de un condensador evaporativo, además del aire atmosférico, también influye el agua del circuito auxiliar. La siguiente ecuación expresa el balance energético que debe cumplir cualquier sistema de refrigeración asistido por agua.

$$m_{refri} * h_{c.f.refri} = Q_{aire} + Q_{reposición} + Q_{evaporada}$$

Nomenclatura:

- m_{aire} = Masa de aire que atraviesa el sistema de condensación.
- $m_{evaporada}$ = Masa de agua evaporada en el cambio de fase tras la intercambio de calor.
- m_{refri} = Masa de refrigerante que fluye por la máquina frigorífica.
- w_o = Humedad relativa del aire a la salida del sistema.
- w_i = Humedad relativa del aire a la entrada del sistema.
- i_o = Entalpía del aire a la salida del sistema.
- i_i = Entalpía del aire a la entrada al sistema.

- $h_{c.f.refri}$ = Entalpia de cambio de fase del refrigerante en el condensador.
- $C_{p.vapor}$ = Calor específico del vapor de agua.
- $C_{p.agua}$ = Calor específico del agua.
- $T_{agua.o}$ = Temperatura del agua a la salida del sistema tras el intercambio de calor.
- $T_{agua.i}$ = Temperatura del agua a la entrada del sistema.
- $T_{agua.red}$ = Temperatura del agua de red que introducimos al sistema como purga.

4.3. Proceso de cálculo.

Para la obtención de las representaciones gráficas de los distintos parámetros de funcionamiento de cada sistema en cada región se han seguido un procedimiento. En el siguiente flujograma se presentan los pasos a seguir para realizar la simulación de cada sistema en las distintas regiones. El software de programación esta desarrollado para cada sistema, pero hay que optimizar para una mayor eficiencia ante cambios bruscos en sus condiciones de entrada, sus carga térmica o en los fluidos de trabajo con los que funciona.

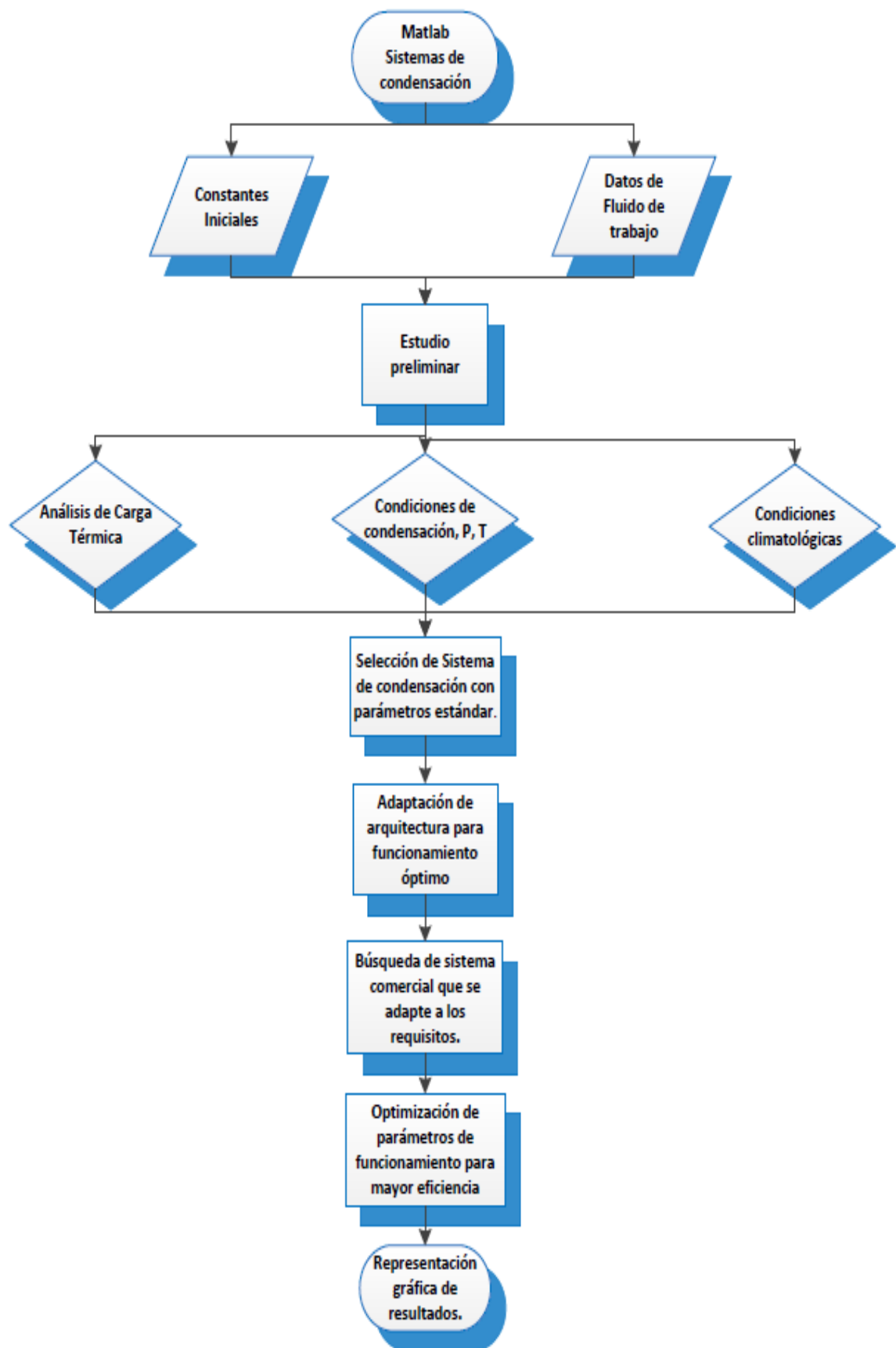


Figura 24: Flujograma del proceso.

5

Presentación de
simulaciones de Matlab,
comparativa de sistemas

5. Comparativa de los sistemas.

5.1. Introducción.

En la realización de la comparativa se han simulado la instalación de cada sistema ha estudio, aircooled, condensador evaporativo y torre de refrigeración, ante distintas condiciones climatológicas de entrada, es decir, se va a analizar cómo respondería un sistema concreto en distintas regiones de España con condiciones climatológicas distintas.

Para ello, se ha predispuesto cada sistema, dotado de una cierta arquitectura fija y los mismos sistemas de potencia para impulsión de masa fluida. Se pretende analizar cómo debe trabajar cada sistema en distintas condiciones para poder evacuar una determinada carga térmica fijada.

Para la simulación, se van a utilizar las condiciones climatológicas que se dan en el mes de agosto en cada región. Para este caso, se han usado las condiciones que se dieron en Sevilla, Girona y Madrid el día 11 de Agosto de 2013.

El software desarrollado para las simulaciones aporta representaciones gráficas de la evolución de los parámetros de funcionamiento de cada sistema. Los parámetros que se van a representar son: Evolución de la temperatura del aire en la salida, revoluciones del ventilador, potencia del ventilador, rendimiento del sistema y caudal de aire que atraviesa el sistema.

Para el sistema de aircooled, ha sido necesaria la instalación de dos sistemas de condensación instalados en paralelo para poder evacuar la carga térmica. Esto permitirá trabajar con mayor fiabilidad y la posibilidad de adaptar los regímenes del sistema para que funcione de manera más óptima posible aunque suponga un mayor consumo de energía y una mayor inversión inicial. En los otros dos sistemas, Condensador evaporativo y Torre de refrigeración, sólo es necesario la instalación de un único sistema.

5.2. Simulación en Sevilla.

En esta región se caracteriza por su clima cálido y además por concentrar un alto porcentaje de humedad suspendida en el ambiente. Estas condiciones climatológicas hacen más necesario el uso de sistemas de refrigeración para mantener una correcta climatización de naves, edificios o sistemas físicos.

En regiones como Sevilla, donde en los meses de verano se alcanzan altas temperaturas y la humedad relativa del aire es tan elevada, los sistemas funcionan a altos regímenes.

En primer lugar, se analizará el caudal con el que trabaja cada sistema ante las condiciones de entrada al disponer una instalación en Sevilla.

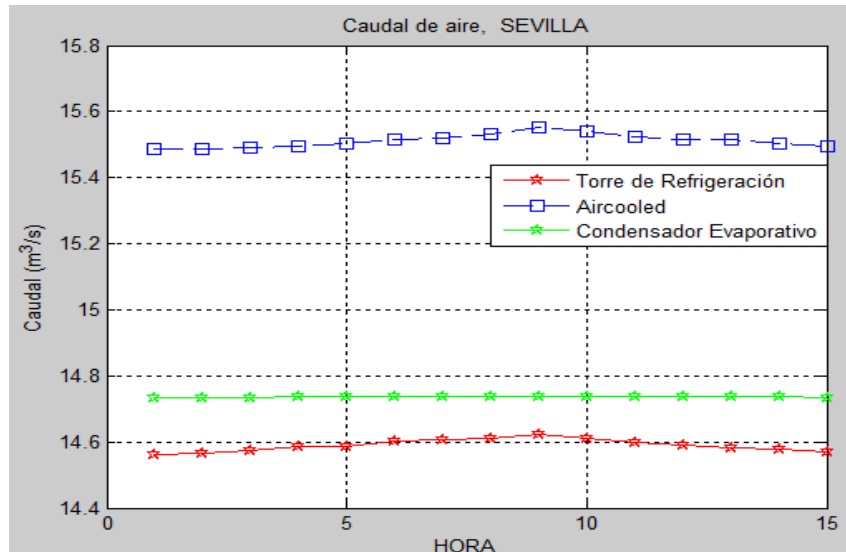


Figura 25: Caudal de aire, Sevilla.

En esta región, las condiciones de entrada son muy adversas para el funcionamiento de los sistemas de climatización debido a sus condiciones climatológicas. Las altas temperaturas hacen más difícil evacuar el calor que arrastra el circuito frigorífico. Por otra parte, la alta humedad supone un beneficio en el funcionamiento del sistema impulsado sólo por aire aumentando el coeficiente convectivo de transferencia, en cambio, para los sistemas asistidos por agua, la alta humedad reduce la posibilidad de transferir energía en forma de calor latente de vaporización del agua hacia el aire.

Por esta razón, estos sistemas, en comparación con las instalaciones en las otras regiones, van a trabajar a mayor carga y van requerir de mayores flujos de aire para poder disipar la carga térmica que arrastra el sistema.

Como se puede apreciar en la representación gráfica de caudal de aire, los sistemas asistidos por agua, condensador evaporativo y torre de condensación, necesitan de un menor flujo de aire para su refrigeración en comparación con los sistemas asistidos sólo por aire, aircooled. Esto se debe principalmente al coeficiente global de transferencia de calor, la pulverización de agua sobre área de intercambio facilita la evacuación de calor del sistema. Se puede explicar ya que el agua posee cuatro mil veces más capacidad térmica que el aire para la misma área de contacto.

También, se puede comprobar que el sistema evaporativo requiere de un mayor flujo de masa de aire que atraviese su sistema para evacuar la carga térmica en comparación con la Torre. Las torres de refrigeración trabajan con agua como fluido de trabajo y en su evacuación de calor permiten existe contacto directo entre el aire y el agua.

En cambio, el sistema de evaporativo tiene instalado un sistema de tubos por los que circula el refrigerante arrastrando la carga térmica, estos tubos supondrán una resistencia térmica para la transferencia de calor.

A continuación se mostrará el parámetro que representa el número de revoluciones a las que gira el ventilador de cada sistema.

Es importante aclarar que, para nuestra simulación, se ha considerado que todos los sistemas de la instalación disponen del mismo ventilador.

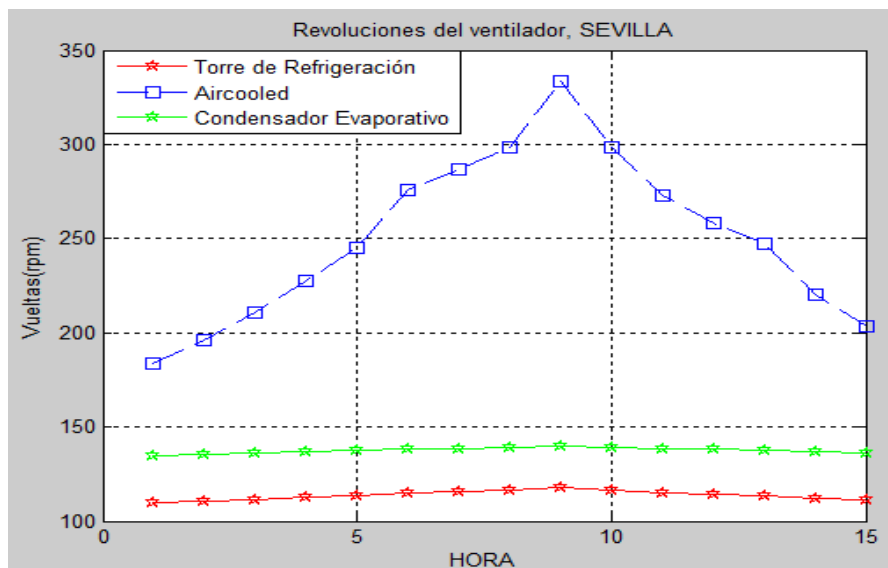


Figura 26: Revoluciones del ventilador, Sevilla.

En la representación, es característico destacar, la alta oscilación que presenta la proyección de la curva de vueltas del ventilador del air-cooled en comparación con los sistemas asistidos con agua. Los sistemas impulsados sólo por aire se ven muy influenciados por las condiciones de entrada ya que será el aire el único encargado de extraer la carga térmica y debido a su baja capacidad calorífica obliga al sistema a variar su régimen de trabajo.

Como se expuso en las condiciones iniciales, la cantidad de masa de aire, es uno de los principales factores que van a marcar el régimen de giro del ventilador del sistema de ventilación. Cuanto mayor sea la masa de aire, mayor será el régimen de giro del ventilador.

La siguiente figura, representa los gráficos obtenidos de la potencia, en kilovatios, consumida por cada sistema tras la simulación.

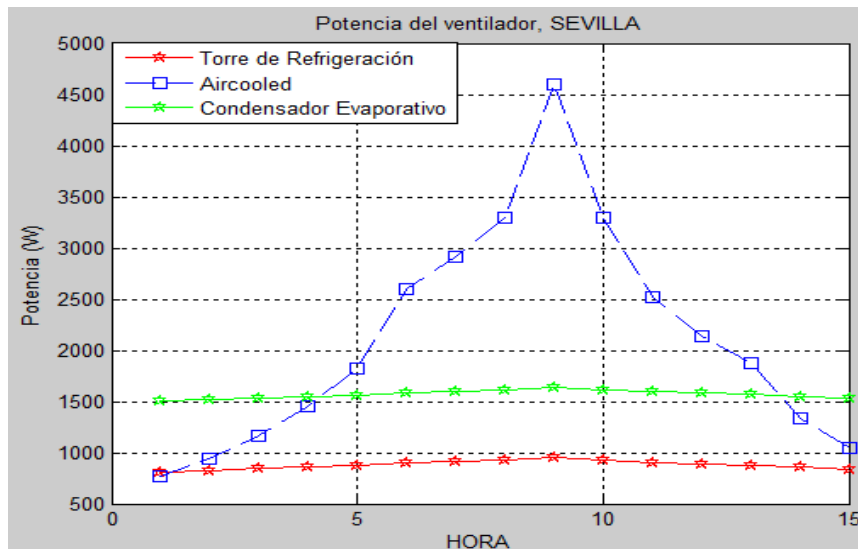


Figura 27: Potencia del ventilador, Sevilla.

Como se puede apreciar, este parámetro, al igual que el régimen de giro del ventilador, es proporcional a la masa de aire que fluye por el sistema. Por esta razón las representaciones gráficas describen una curva similar.

En la representación, se grafica la suma de las potencias que ocasionan los dos sistemas de ventilación de aircooled, es decir la potencia total que consumiría la instalación para impulsar toda la masa de aire.

Por otro lado, hay que destacar el aumento de la potencia consumida por el condensador evaporativo en comparación con la torre de refrigeración debido a la pérdida de carga. La presencia de un haz de tubos atravesando el sistema evaporativo hace que el aire sufra una mayor pérdida de carga y el sistema deba emplear una mayor potencia para poder arrastrar la masa de aire al exterior.

Tras esto, uno de los parámetros que determina la instalación de un sistema u otro es el rendimiento al que funciona, esto nos permitirá determinar cuál es el óptimo para las condiciones presentadas.

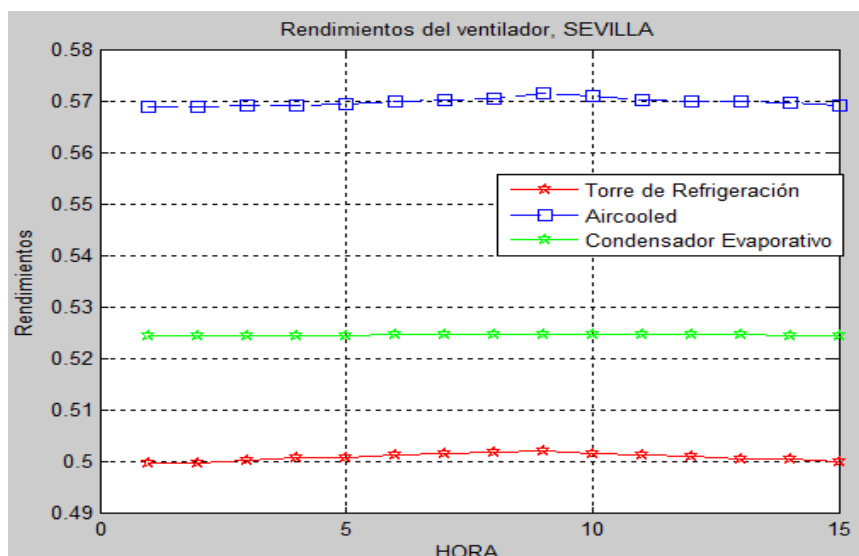


Figura 28: Rendimiento del ventilador, Sevilla.

Los dos sistemas de air-cooled funcionan a un rendimiento adecuado, cercano al 60% mientras que los otros dos sistemas funcionan a menor potencia y su régimen de funcionamiento está por debajo pudiendo optar a seleccionar otro sistema de ventilación más pequeño que pueda aumentar su rendimiento y poder acerca al óptimo.

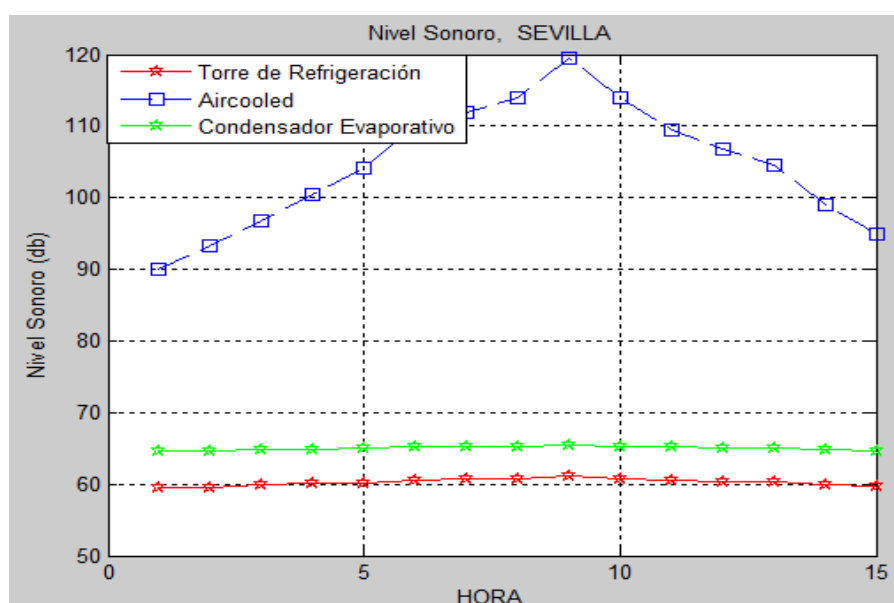


Figura 29: Nivel sonoro, Sevilla.

El nivel sonoro que originan los sistemas está calculado principalmente por el ruido que ocasionan los ventiladores en su rotación. El aire al entrar en contacto con las aspas del ventilador emite un sonido que medido en escala de decibelios.

Por este motivo, el nivel sonoro es directamente proporcional a las revoluciones a las que gira el fan en cada sistema.

Es el sistema air-cooled es el que presenta un mayor nivel sonoro debido al régimen de funcionamiento del sistema de ventilación. Si el ruido ocasionado supera los niveles regulados por la normativa que esté vigente se requerirá de instrumentación adecuada para disminuirlo.

5.3. Simulación en Madrid.

Tras la simulación de los sistemas en Sevilla, región del sur peninsular, se analizará la actuación del sistema en una región central, Madrid.

Madrid, capital de España, situada en el centro de la Península Ibérica tiene un clima característicamente seco y con temperaturas estables durante todo el año con distintos picos de temperatura en las estaciones de verano e invierno. Estas condiciones climatológicas son idóneas para el funcionamiento del los sistemas de refrigeración.

En esta comunidad, gracias a la baja temperatura de bulbo húmedo que contiene el aire, es decir, debido a la baja humedad relativa del ambiente, el agua se evapora con mayor facilidad debido al calor latente de evaporización que permitirá al sistema extraer mayor cantidad de calor. Estas condiciones de entrada, el sistema de refrigeración aumentará su eficacia y permitirá a los sistemas trabajar menos exigidos que en otras regiones como por ejemplo Sevilla, anteriormente analizada.

En primer lugar, se analizará el caudal de aire necesario en cada instante del día para poder extraer la carga térmica del sistema de condensación. Este parámetro variará según las condiciones de entrada al sistema y de las condiciones de entrada climatológicas.

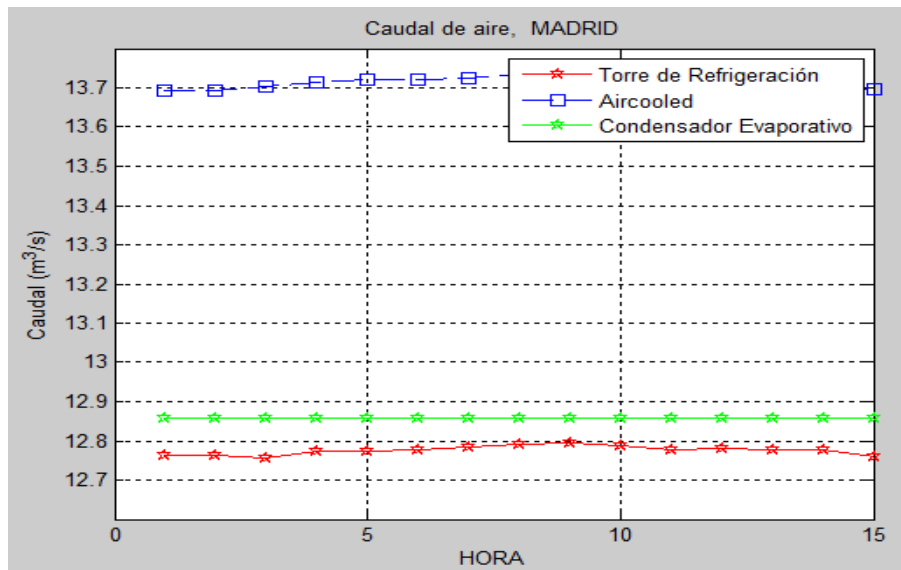


Figura 30: Caudal de aire, Madrid.

Lo más destacable, es la disminución del gasto de aire en todos los sistemas, en comparación con las instalaciones de Sevilla. Esto ocasionará un ahorro energético considerable.

Los sistemas asistidos por agua requieren un considerable menor flujo de aire que el sistema aircooled. Además, el condensador evaporativo requiere de un mayor flujo másico debido a la existencia de una mayor resistencia térmica en la transferencia de calor debido a la instalación de los tubos por donde circula el refrigerante el cual experimentará cambio de fase a su paso por el área de transferencia.

Para desplazar esta masa de aire se disponen de ventiladores en la parte superior de los sistemas. El aire es inducido por el fan creando una contrapresión que motiva el movimiento del aire en el interior del sistema y lo expulsa al exterior. Para su análisis, se ha evaluado el funcionamiento de los sistemas de impulsión con varios parámetros, uno de ellos es las revoluciones de giro del ventilador.

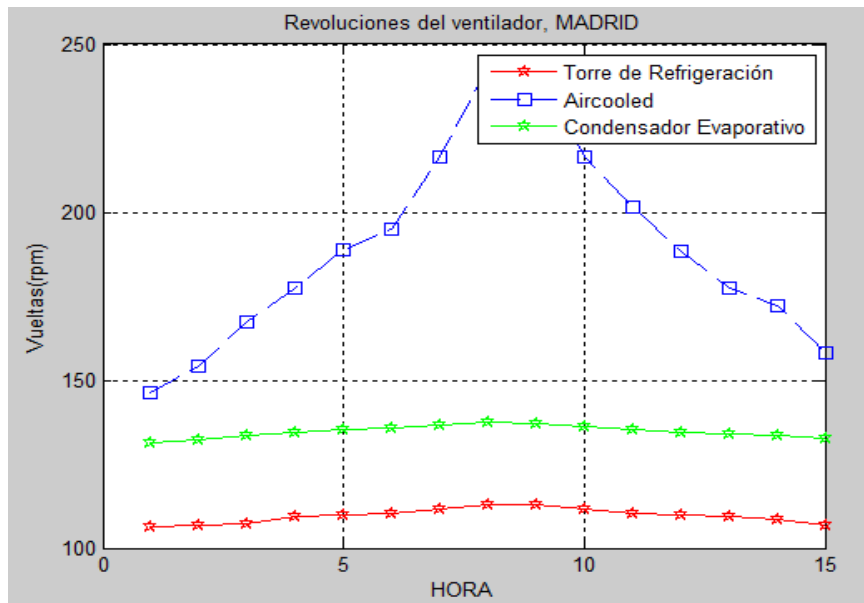


Figura 31: Revoluciones del ventilador, Madrid.

Es característico señalar la curva que describe las revoluciones del ventilador del sistema de aircooled durante el rango de trabajo. Este sistema se ve altamente influenciado por las condiciones de entrada y por ello, sufre bruscas fluctuaciones ante oscilaciones en las condiciones de entrada. El pico de máxima temperatura de bulbo seco en Madrid coincide con el punto de máximo trabajo del ventilador en el rango de trabajo. Los otros dos sistemas, asistidos por agua, sufren una menor oscilación debido a la capacidad térmica que tiene el agua, mucho mayor que la del aire, que bajo estas condiciones de entrada permite evacuar la carga térmica sin ocasionar altas oscilaciones en el régimen de funcionamiento del mecanismo de impulsión.

Comparando los dos sistemas de refrigeración con agua, el condensador evaporativo trabaja a mayor régimen que la torre, como era de esperar observando la simulación obtenida del caudal de aire. Los dos sistemas tienen una sección estructural a la salida similar, por esta razón, si aumentamos el flujo de masa de aire, como en el caso del condensador evaporativo, para una misma sección, necesariamente aumentará la velocidad del fluido y para ello aumentará las revoluciones del ventilador.

Otro de los parámetros a analizar en esta simulación referido al ventilador es la potencia consumida. Esta potencia es directamente proporcional al régimen de giro del ventilador.

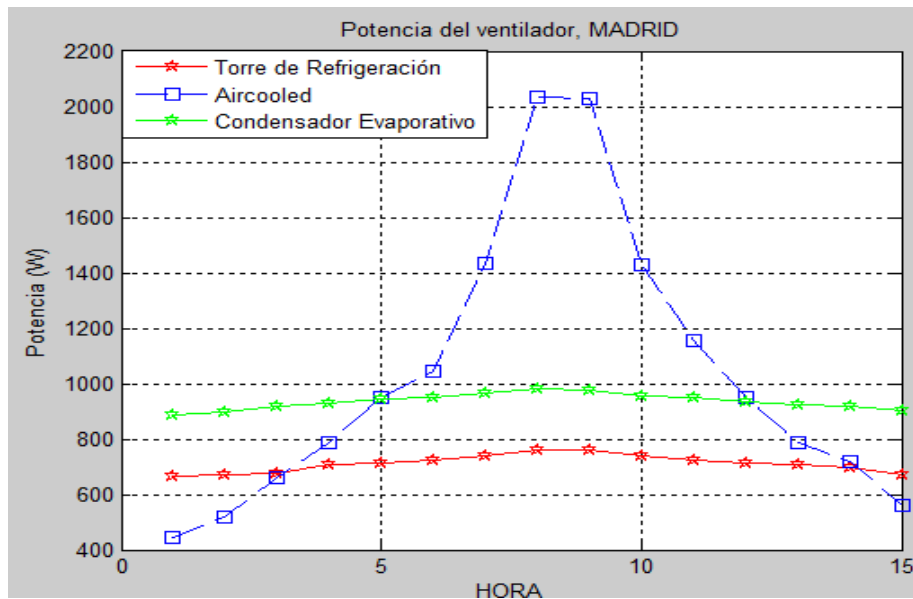


Figura 32: Potencia del ventilador, Madrid.

Como se puede apreciar, las curvas descritas siguen el mismo patrón que las curvas descritas para representar las vueltas del ventilador.

La instalación de aircooled tiene un alto consumo en las horas centrales del día, duplicando incluso el consumo de los otros dos sistemas.

En algunas horas del día, el sistema de aircooled tiene un menor consumo de energía que los otros dos sistemas debido a que el sistema está poco sometido térmicamente, pero los otros sistemas tienen que vencer una mayor pérdida de agua debido a la disposición de la caída de agua en contracorriente con el aire además de la existencia de eliminador de gotas y empaquetamientos.

El rendimiento del sistema es otro parámetro que refleja el correcto funcionamiento del sistema y que permite comprobar si el sistema trabaja en un régimen óptimo.

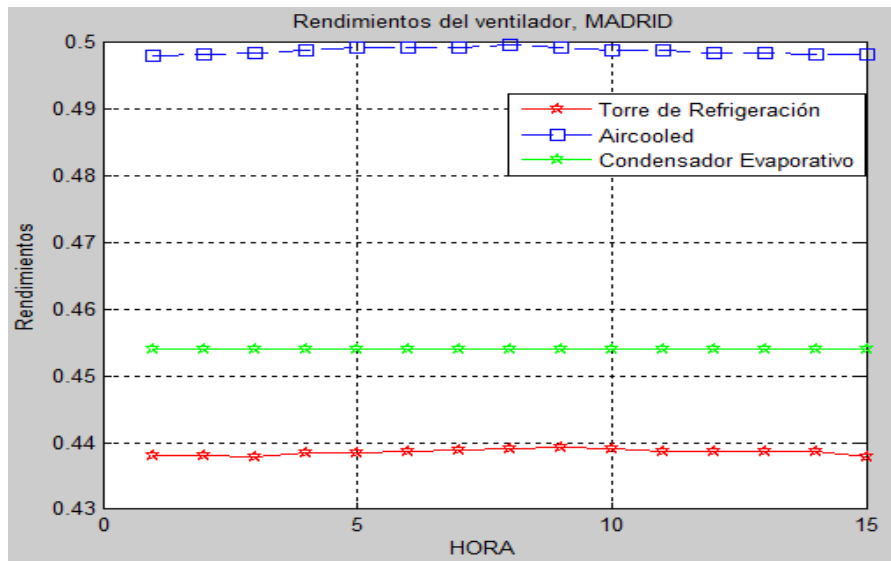


Figura 33: Rendimiento del ventilador, Madrid.

Como se puede observar, el rendimiento del ventilador, para las instalaciones de Madrid es menor que las instalaciones en Sevilla. Esto se debe principalmente a la menor masa de aire que mueve el sistema. Para poder hacer una buena comparativa, el sistema de impulsión es común para todas las instalaciones y no está adaptado según las necesidades de cada una. El ventilador instalado en los sistemas funciona de forma más óptima y eficiente en regímenes más altos.

Por último, para esta instalación se analizará el nivel sonoro que ocasiona. La mayoría del ruido originado proviene siempre en su mayoría por el movimiento de las aspas del ventilador en su contacto con el aire.

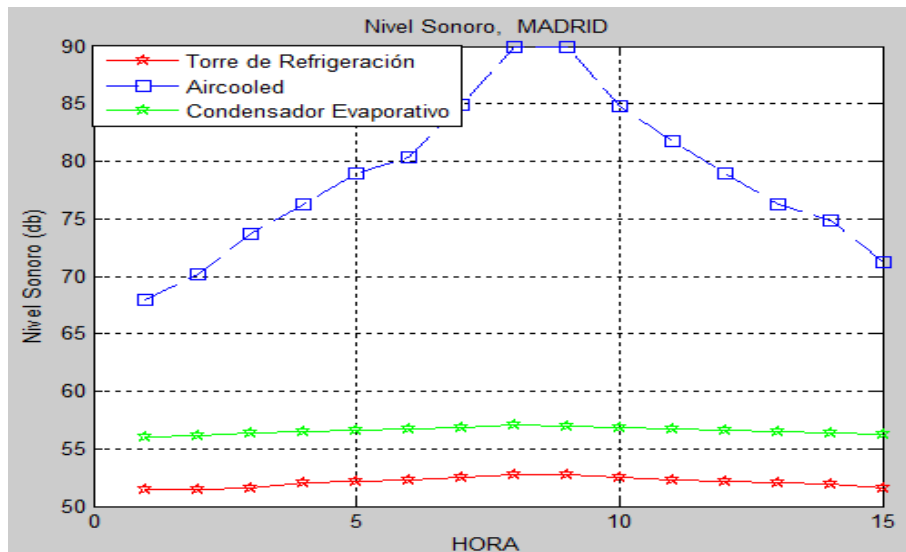


Figura 34: Nivel sonoro, Madrid.

La representación gráfica de las curvas de nivel sonoro sigue la misma trayectoria que las descritas por el régimen del ventilador en cada uno de los sistemas analizados. Un aumento de las revoluciones del ventilador origina un aumento de los decibelios derivado del movimiento del fan. En muchas ocasiones, este parámetro restringe a un máximo los regímenes de sistema según la regulación del municipio o ciudad donde sea instalado.

5.4. Simulación en Girona.

La ciudad de Girona, situada al Noroeste de la Península Ibérica y perteneciente a la comunidad autónoma de Cataluña, se caracteriza por tener un clima templado, con temperaturas medias estables durante todo el año, típico del clima mediterráneo. Además, esta región se caracteriza por tener una alta humedad lo que hace más difícil el funcionamiento de los sistemas asistidos por agua debido a que el aire refrigera menos el agua debido a que disminuye la capacidad del aire de abarcar calor latente de la vaporización del agua.

Gracias a la estabilidad en las condiciones de entrada climatológicas, el sistema trabajará de forma estable pero se verá sometido a regímenes más altos debido a la alta humedad.

Tras realizar la simulación de las distintas instalaciones de sistemas en la región de Girona hemos representado los parámetros que mejor plasman su funcionamiento y el trabajo desarrollado.

Para comenzar, se proyectará la evolución del caudal de aire de entrada al sistema.

En los sistemas evaluados, el aire es el principal elemento de evacuación del calor del sistema. Por ello, este parámetro es un buen representativo de los requerimientos del sistema y de la necesidad de aumentar el régimen de este.

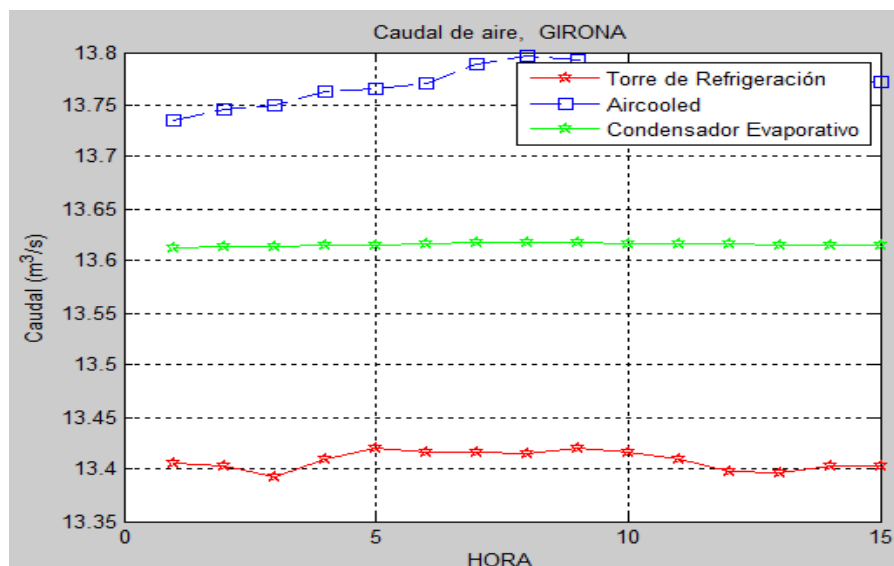


Figura 35: Caudal del aire, Girona.

Los sistemas asistidos por agua, en regiones donde existe una alta humedad como Girona, en comparación con los aircooled, van a requerir de un mayor flujo de masa de aire para poder evacuar la carga térmica. Se puede apreciar una clara diferencia con los sistemas instalados en la Comunidad de Madrid, donde el clima es más seco. Los sistemas dispuestos en esta región verán reducida la posibilidad de transferir energía aprovechando el calor latente de vaporización del agua de refrigeración debido a la saturación del ambiente. En cambio, la alta humedad favorecerá a los sistemas impulsados sólo por aire para la evacuación de la carga térmica debido a que aumenta su coeficiente convectivo.

Sin embargo, los sistemas que se ven favorecidos con el aporte de agua como medio de asistencia para la evacuación de calor, como el condensador evaporativo y torre de refrigeración, son más eficientes para la transferencia de calor que los sistemas de aircooled. El agua permite una mayor evacuación de calor que el aire ya que tiene un mayor coeficiente convectivo que facilita el intercambio de energía.

Para motivar el movimiento del aire para que atravesase el sistema y exista un flujo de masa, las instalaciones albergan un mecanismo de impulsión. El movimiento de las aspas de un ventilador en la parte superior del sistema promueve el movimiento del aire por inducción debido a una diferencia de presiones.

En la siguiente representación, se puede ver la variación de este parámetro en cada uno de los sistemas durante todo el rango de trabajo.

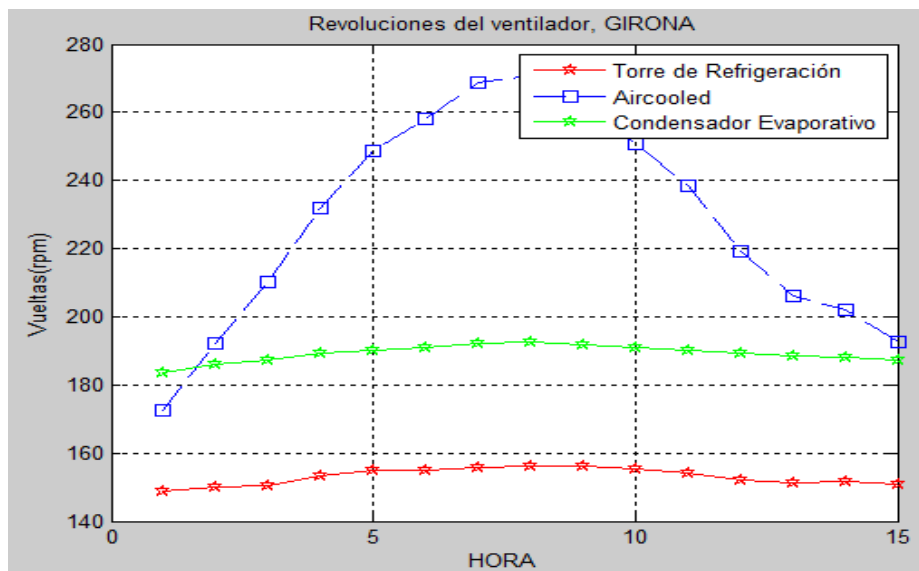


Figura 36: Revoluciones del ventilador, Girona.

Lo más apreciable de la representación, es la pronunciada curvatura que describe el sistema impulsado sólo por aire durante el periodo de simulación. El sistema de aircooled está altamente influenciado por las condiciones de entrada del aire. Los valores de revoluciones del ventilador y de potencia consumida en el aircooled son la suma del funcionamiento de los dos sistemas instalados, por ello sus valores son tan altos y su pendiente tan pronunciada, ya que aumenta por doble.

Es característico comparar la curva descrita por el flujo de masa de aire y las revoluciones del ventilador en su funcionamiento en la región de Girona y de Madrid. La principal diferencia entre ellas es la humedad relativa a la que trabajan, siendo la temperatura seca muy similares.

Como anteriormente se ha mencionado, la humedad relativa es un factor favorable para la evacuación de calor en los sistemas impulsados sólo por aire, aumentando el coeficiente convectivo de transferencia de calor y permitiendo que el aire arrastre mayor energía en su paso. Por esta razón, el aumento de humedad en el ambiente, en los sistemas impulsados sólo por aire, permite refrigerar el sistema reduciendo el gasto de flujo de aire. Esta influencia se ve representada en las curvas descritas por los aircooled de las simulaciones de Madrid y Girona. Los regímenes de giro y el gasto necesario para evacuar la carga térmica es menor en Girona ya que la humedad relativa facilita la extracción de calor de los tubos.

Tras esto, se presentarán los valores de potencia consumida por los ventiladores en su periodo de trabajo en la simulación. Estos valores, son proporcionales a las revoluciones de giro del ventilador pero también tiene una influencia directa el incremento de presión que debe crear el sistema de impulsión para vencer las pérdidas de carga que se originan en los sistemas debido principalmente a su arquitectura y a los sistemas que lo forman.

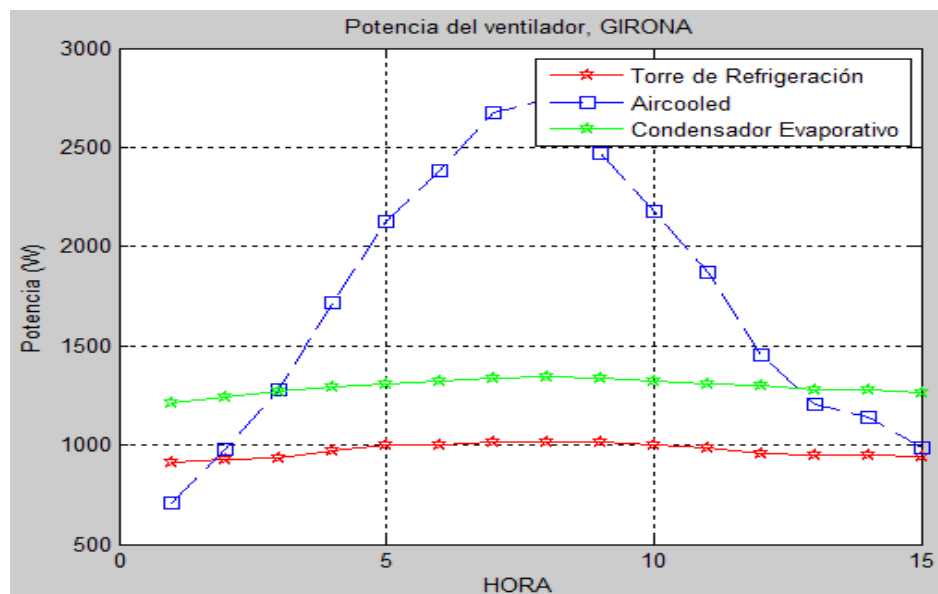


Figura 37: Potencia del ventilador, Girona.

Como se puede percibir, los valores de potencia consumida en esta región son ligeramente mayores que los presentados por los sistemas de la Comunidad de Madrid. Esto se debe principalmente a la pérdida de carga que originan las condiciones ambientales y la humedad en el aire. El aumento de la fricción del aire con las paredes y la instrumentación del sistema debido a la humedad del aire conlleva una mayor potencia par su impulsión.

El sistema de impulsión que ha sido propuesto en este proyecto para propulsar el aire en los sistemas de condensación funciona más cerca de su zona óptima de trabajo alcanzando altos regímenes cuando mayor es la masa de aire y aumento del régimen de impulsión. La curva presentada en la figura 11: Parámetros funcionales de Vaneaxial Fan, muestra la curva de funcionamiento del mecanismo de impulsión y los límites mínimos y máximos de funcionamiento a partir de los cuales el ventilador sobre grandes vibraciones y decae su rendimiento.

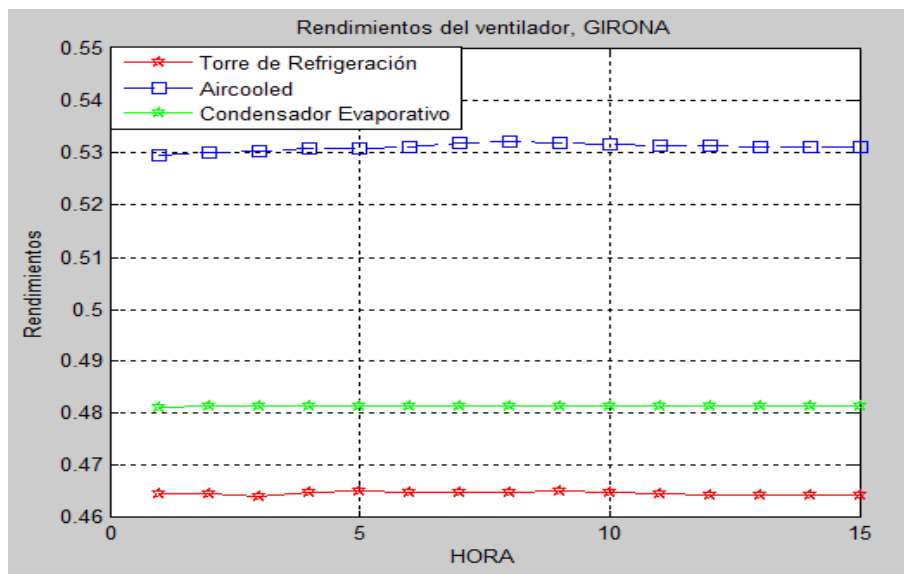


Figura 38: Rendimiento del ventilador, Girona.

La cantidad de masa de aire que atraviesa cada sistema de aircooled es mayor que las masas que atraviesan los sistemas asistidos por agua. Para el caso del sistema de impulsión propuesto, los bajos caudales ocasionan bajos rendimientos de trabajo, teniendo una menor eficiencia energética y una menor energía útil de trabajo.

Por último, la representación del nivel sonoro que origina el sistema, en mayor proporción ocasionado por el movimiento de las aspas del ventilador en su contacto directo con el aire. Los niveles de ruido deben de ser controlados en cada momento y limitados a los máximos permitidos por la normativa de cada región.

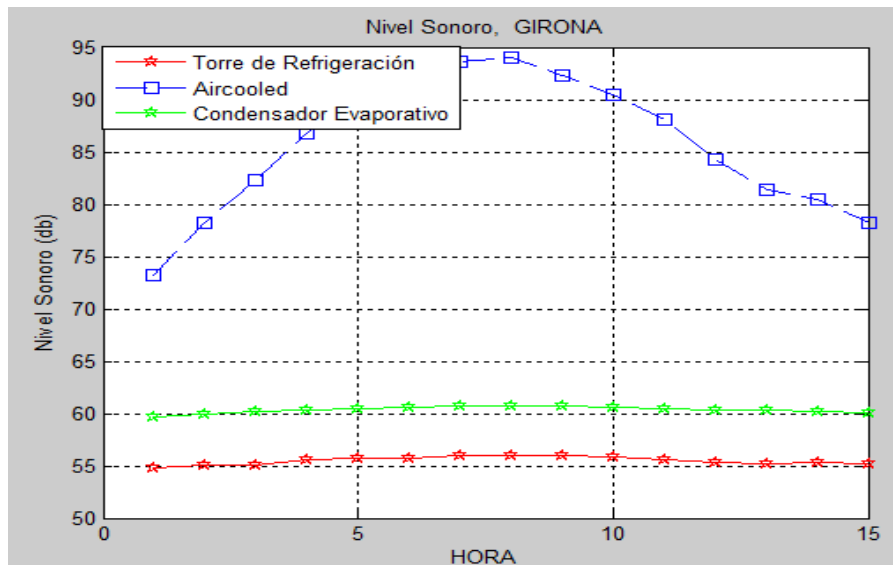


Figura 39: Nivel sonoro, Girona.

En este caso, la instalación de aircooled origina mayor ruido que las otras dos instalaciones, no sólo por la mayor masa de aire que desplaza, sino debido a la presencia de dos sistemas de refrigeración que aumentan el nivel sonoro cuando ambos funcionan al unísono.

Este parámetro, está directamente relacionado con las revoluciones de giro del ventilador, por ello, el nivel sonoro del sistema debe ser techado con un máximo para avisar en caso de que el sistema se vea obligado a aumentar su régimen de trabajo.

5.5. Conclusiones.

Para poder realizar la comparativa y el análisis de las simulaciones programadas en el software de Matlab, hemos usado sistemas de condensación con arquitectura, potencia, y dimensiones similares.

Es importante mencionar, en el caso del air-cooled, la necesidad de dos máquinas de refrigeración para evacuar la carga térmica planteada en la simulación. En cambio, los sistemas que utilizan agua como medio de transferencia sólo necesitan de una máquina, como en la torre de refrigeración o en el condensador evaporativo.

Como se puede observar, la instalación de Sevilla es la más exigida debido a las condiciones climatológicas de esta región (Figura 7 y Figura 8). Estas condiciones se ven directamente reflejadas en el funcionamiento del sistema que trabaja a un régimen más alto que en el resto de regiones.

Esto es perceptible en parámetros como el gasto de masa de aire (Figura 23) que requieren los sistemas para evacuar la carga térmica por unidad de tiempo. La región de Sevilla requiere de los mayores gastos de aire debido a que las altas temperaturas con las que trabajan los sistemas que hace difícil la refrigeración del sistema y además la alta humedad que hace que los sistemas impulsados por agua reduzcan la cantidad de energía transferida en forma de calor latente de vaporización debido a la saturación del aire. La región donde los sistemas están menos sometidos es la ciudad de Madrid. Esto se debe a sus temperaturas estables, pero la mayor diferencia con Girona es la humedad ambiental (Figura 8, comparación de humedades ambientales en cada región). Este parámetro es favorable para el funcionamiento de unos sistemas y desfavorable para el funcionamiento de otros. El aumento de humedad en el ambiente hace que aumente la transferencia de calor con los tubos por los que circula el refrigerante en los sistemas asistidos sólo por aire. En cambio, la humedad es un factor de saturación de aire, y en los sistemas asistidos por agua en los que se puede aprovechar el cambio de fase es perjudicial una alta concentración de vapor ambiental. Además, el aumento de humedad en el ambiente ocasiona un aumento del gasto de potencia de los sistemas de impulsión para arrastrar el aire debido a que aumento de la fricción del aire con las paredes y la instrumentación del sistema.

El flujo de aire es el principal parámetro de variación en caso de cambio en las condiciones de entrada. En los sistemas asistidos por agua, debe existir una relación entre el gasto de aire y de agua que utilizamos en la refrigeración de los sistemas. Es importante destacar la diferente variación de los parámetros de funcionamiento cuando variamos las condiciones de entrada dependiendo del sistema instalado. El aircooled, sistema impulsado sólo por aire, está muy influenciado por las condiciones ambientales de entrada. Si el ambiente tiene altas temperaturas como es el caso de Sevilla, se requiere una gran masa de aire (Figura 23) para poder refrigerar el sistema y la potencia consumida será muy alta (Figura 24). En cambio, su régimen se ve favorecido con el aumento de la humedad ambiental. El sistema de aircooled instalado en la región de Girona es el más eficiente debido a la mayor humedad que existe en el aire en comparación con el clima seco que existe en la Comunidad de Madrid, (Figura 31 y Figura 36), siendo las temperaturas del mismo orden. La influencia de las condiciones ambientales sobre este sistema se puede apreciar claramente en las instalaciones de Sevilla y Madrid donde la diferencia de potencia consumida por el sistema de impulsión es de 2700W.

En cambio, los sistemas asistidos por agua, como el condensador evaporativo y la torre de refrigeración, su funcionamiento no depende significativamente de las condiciones de entrada atmosféricas ya que la mayor transferencia de calor se hace por calor latente de cambio de fase gracias a la evaporación del agua. Esto se puede apreciar claramente en las representaciones gráficas obtenidas en las simulaciones ya que estos sistemas no sufren altas perturbaciones antes cambios en sus condiciones de entrada. La diferencia de consumo de los ventiladores de la instalación de Sevilla (Figura 25) y la instalación de Madrid (Figura 30) para la torre de refrigeración es de 500W.

El estudio se ha realizado para trabajar en condiciones adversas, es decir, más altas que se pueden acontecer, siguiendo la media histórica, en cada región para poder cubrir en todos los casos el suministro que se demanda. Por esta razón, cuando las condiciones sean menos exigidas, el sistema trabajará menos forzado y a un menor régimen.

En el caso del sistema de aircooler, si las condiciones ambientales fueran menos exigidas, se podría disponer del funcionamiento de uno de los dos sistemas instalados ya que están conectados en paralelo y reducir de esta forma el consumo y aumentar el rendimiento de trabajo de los sistemas.

Los sistemas refrigerados por agua, condensador evaporativo y torre de refrigeración, se han seleccionado para que durante su funcionamiento la instalación pueda cubrir la demanda en un alto porcentaje, en el caso de sobredimensionado, se podría regular el caudal de agua del circuito de refrigeración auxiliar. En este circuito hemos predispuesto las bombas de impulsión de agua en paralelo, esto nos permitiría cerrar uno de los sistemas de impulsión y permitir que el sistema continúe funcionando en rendimientos altos. Además esta predisposición del sistema nos permite solventar averías o problemas mecánicos sin que la instalación deje de funcionar.

Como se puede apreciar, el rendimiento del ventilador, para las instalaciones de Madrid (Figura 31) es menor que las instalaciones en Sevilla (Figura 26). Esto se debe principalmente a la menor masa de aire que requiere este sistema. El ventilador instalado en los sistemas funciona de forma más óptima y eficiente para regímenes más altos. Cuando se realiza una instalación, ha de seleccionarse el sistema comercial que más se adapte a nuestras necesidades. Pero para este caso, se ha seleccionado un sistema general que se pudiera adaptar a todas las regiones de estudio aunque este no funcionará de manera más eficiente posible.

La situación idónea, sería diseñar la arquitectura y los sistemas de cada instalación dependiendo de las condiciones que se den en cada región. Pero solicitar el diseño y construcción de un sistema específico a fábrica ocasiona un aumento del coste excesivo. En cambio, para sistemas que trabajan con cargas pequeñas, donde la relación de coste energético es pequeña en el periodo de funcionamiento a lo largo de los años, el mercado dispone de una alta variedad de productos ya diseñados de bajo presupuesto. En el caso de estudio, donde la carga térmica no es muy alta, 100KW, es habitual la selección de sistemas comerciales. En cambio, en el estudio de la instalación para sistemas que trabajan con una carga térmica muy alta, como en una central térmica donde su carga térmica para refrigeración suele alcanzar los 100MW, el sistema de refrigeración se diseña específico para ese trabajo ya que el periodo de amortización debido al ahorro energético es menor que la vida útil del sistema.

Es aconsejable, en instalaciones donde la carga térmica requiera un sistema de gran potencia, instalar varios sistemas dispuestos en paralelos en vez de un solo sistema que nos permita evacuar toda la carga térmica.

Este método, permitirá en caso de avería de uno de los sistemas, cerrar ese circuito y que la instalación siga funcionando y dando suministro a la demanda, mientras el problema es solventado.

La principal ventaja que tiene el uso de sistemas que pulverizan agua como medio para refrigerar es que el mayor porcentaje de energía se transfiere en forma de calor latente de cambio de fase debido a la evaporación de un porcentaje de agua. En cambio, los sistemas impulsados solo por aire, la extracción de calor se realiza en su totalidad por transferencia de calor sensible, es decir, por incremento de temperatura de la masa de aire fluida. Por esta razón, en la simulación, se puede explicar la necesidad de un mayor número de sistemas impulsados sólo por aire y sólo uno, si los sistemas asistidos por agua como medio de refrigeración para una determinada carga térmica.

Otra importante diferencia apreciable en las representaciones gráficas extraídas de las simulaciones, está en el consumo energético. Los sistemas impulsados sólo con aire requieren de una mayor potencia (Figura 25, Figura 30 y Figura 35) en el sistema de impulsión y ventilación de aire y además tiene una gran dependencia con las condiciones ambientales. Por otro lado, aunque el sistema evaporativo y la torre requieran de un menor flujo de aire y por tanto un menor gasto de potencia del ventilador, en contraposición, requieren de un gasto de agua y de un sistema de bombas y válvulas para la circulación de agua. Aun así, el gasto de energía y las revoluciones a las que gira el ventilador son menores en los sistemas que utilizan agua como medio.

En las simulaciones, es destacable analizar cómo tanto potencia como revoluciones del ventilador es considerablemente menor en la torre de refrigeración que en el condensador evaporativo debido a que requiere compensar una mayor pérdida de carga del aire al atravesar además de la masa de agua, los haces de tubos por los que circula el refrigerante.

Para concluir, se debe destacar la gran influencia que tienen las condiciones ambientales para la selección de una instalación u otra. Cuanto mayor y más severas son las temperaturas del aire de entrada, más ventajoso es el uso de sistemas evaporativos y torres, debido a que son capaces a rebajar bastante las temperaturas de condensación. Además, la instalación de un sistema refrigerado sólo con aire obliga a forzar más al compresor de la máquina frigorífica y aumentar su capacidad, potencia y consumo o a disponer de un sistema de mayores dimensiones que nos ocuparía un mayor espacio al realizar la instalación, u obligará a la instalación de un sistema de mayor potencia con la consiguiente contaminación visual y sonora. Por otra parte, para climas templados, como es el clima mediterráneo, y para cargas térmicas pequeñas como la planteada en este estudio, es aconsejable el uso de sistemas refrigerados sólo por aire en vez de instalaciones asistidas por agua. Aunque el sistema refrigerado por aire suponga un mayor consumo de energía eléctrica para su funcionamiento, no exige un estricto mantenimiento y control.

En cambio, los sistemas asistidos por agua requieren de un mantenimiento exhaustivo para controlar la corrosión y las incrustaciones en los sistemas de impulsión y tuberías que pueden suponer pérdida de rendimiento y disminución de coeficientes de transferencia de calor. Además el agua requiere un tratamiento adecuado para controlar los fangos y materia orgánica que se pueda producir en el sistema. Debido a las temperaturas de trabajo, existen áreas que suponen un reservorio ideal para el desarrollo de bacterias como la Legionella existiendo riesgo de transmisión. Para evitar esto se requiere de un adecuado mantenimiento higiénico y control que supondrán más recursos económicos y humanos y menor disponibilidad de las instalaciones debido a tiempos de parada más largos.

6

Estudio económico.

6. *Estudio económico.*

6.1. Introducción.

En este apartado, con el fin de realizar una comparativa total de los sistemas que se desean analizar, se pretende calcular el gasto económico que supondría el funcionamiento de los sistemas. Para ello, vamos a analizar los costes que supone el consumo energético debido al funcionamiento de los sistemas de impulsión en cada sistema para las distintas regiones.

Para su realización se buscará el coste del Kwh de electricidad de una tarifa regulada en España en la actualidad, año 2014.

6.2. Condiciones iniciales.

Para realizar el estudio, se va a evaluar el gasto energético que tiene los sistemas de impulsión debido a su funcionamiento para cada uno de los sistemas, aircooled, condensador evaporativo y torre de refrigeración en una misma región.

Para completar el estudio económico y la comparativa de los sistemas, se realizará también una comparativa económica entre los sistemas de refrigeración instalados en distintas regiones. Se seleccionarán dos de las regiones evaluadas y se analizará la diferencia económica en el consumo energético que sufren las instalaciones en un periodo de tiempo.

En la realización de este proyecto, todos los sistemas de refrigeración están compuestos por las mismas máquinas de impulsión en cada instalación, por ello, los valores de gastos energéticos serán proporcionales según su régimen de funcionamiento.

Para el cálculo del consumo energético, se va a suponer que el gasto medio durante los meses de funcionamiento es similar al evaluado en el día que hemos seleccionado para el desarrollo de las simulaciones. Por esta razón, se realizará el estudio de un sólo día de funcionamiento y supondremos que el gasto energético será igual todos los días durante todo el periodo de trabajo.

Por último, se considera que existe total disponibilidad hidráulica, es decir se dispone de total suministro de agua, de alta calidad y a bajo coste, para los sistemas asistidos por agua. Este será un parámetro añadido de gasto energético, debido al consumo de las bombas de impulsión de agua, a diferencia con los sistemas aircooled.

6.3. Consumos energéticos según el sistema de condensación.

A continuación se presentaran los consumos energéticos que ocasionan cada uno de los sistemas debido a su funcionamiento en cada una de las regiones diferentes. Se analizarán los consumos de las instalaciones de la Comunidad de Madrid, las simulaciones en la región de Sevilla y en Girona, ya que permitirán ver la gran diferencia de gastos que ocasionan los sistemas de condensación dependiendo de las condiciones de entrada a las que se vean sometidos.

El periodo de funcionamiento de estos sistemas se extiende a las horas del día donde sería necesario la evacuación de carga térmica del habitáculo para disponer de condiciones óptimas y confortables. En la simulación de este estudio, para analizar la evolución de los parámetros de funcionamiento de los sistemas de condensación, se han utilizado las condiciones ambientales que se dieron el día 11 de Agosto de 2013 en cada una de las regiones desde las 7:00 hasta las 23:00, es decir 15 horas de trabajo. Para el cálculo del consumo energético sumaremos los valores de potencia requeridos por cada máquina en el periodo de funcionamiento de las 15 horas y con ello se evaluarán los gastos energéticos ocasionados para cada simulación.

Para facilitar la comprensión se presentan de nuevo las representaciones de consumos de potencia en cada una de las regiones.

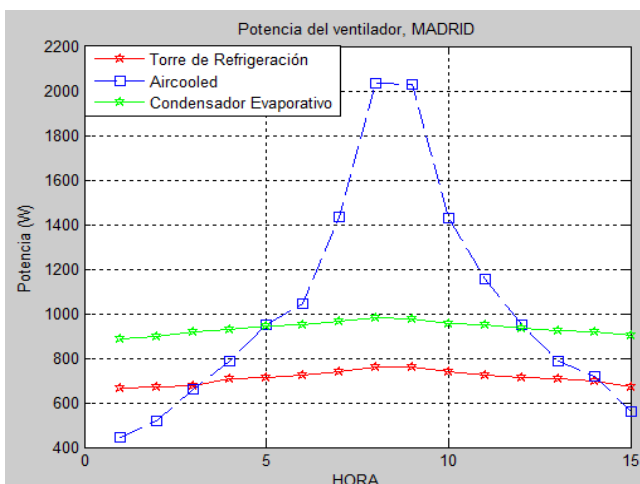


Figura 32: Potencia en Madrid.

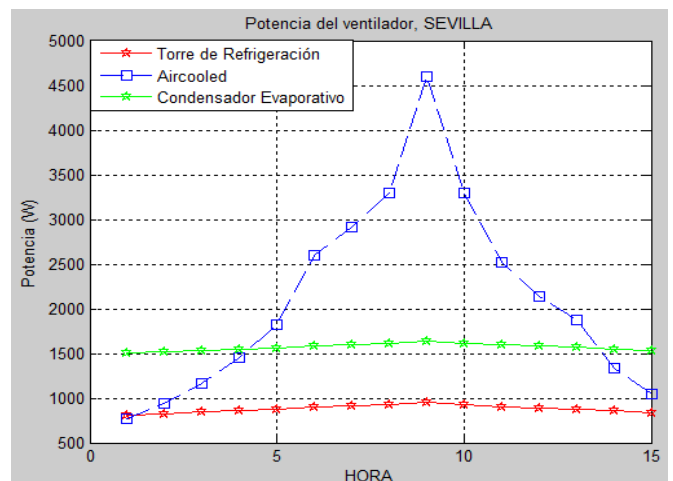


Figura 27: Potencia en Sevilla.

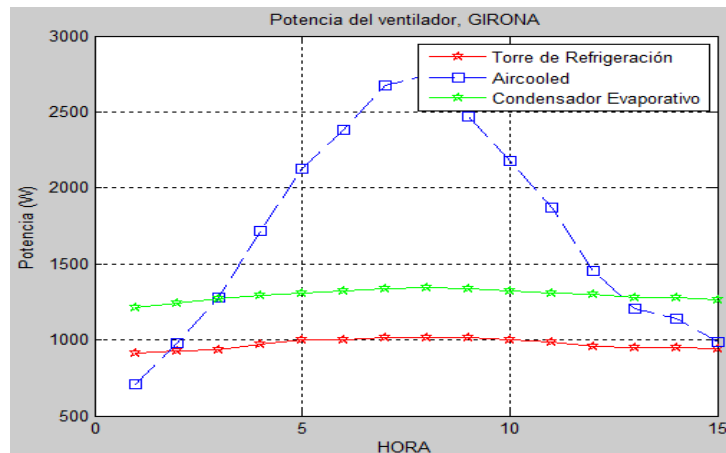


Figura 37: Consumo de Potencia del sistema de impulsión de aire en Girona.

A continuación, se calculará la cantidad de energía necesaria por cada sistema en un día de trabajo sumando los gastos ocasionados en Kilowatios de electricidad por cada uno de los sistemas de impulsión.

6.3.1. *Aircooled.*

El sistema refrigerado sólo por aire, aircooled, tiene un alto consumo energético en el sistema de impulsión de aire para poder extraer la carga térmica.

- Gasto en instalación en Comunidad de Madrid: 16.45 Kw/día.
- Gasto en instalación en Sevilla: 31.5 Kw/día.
- Gasto energético en Girona: 23.3 Kw/día.

6.3.2. *Condensador evaporativo.*

El sistema de condensador evaporativo además de estar refrigerado por el aire atmosférico está asistido por un circuito auxiliar de agua. Este circuito pulveriza agua sobre los tubos para aumentar el coeficiente convectivo. Por esta razón, el consumo energético se compone del gasto de energía que ocasionan los sistemas de impulsión de aire y las dos bombas en paralelo para impulsar el agua por el circuito auxiliar. Este parámetro será de valor 1.5Kwh por el rango de periodo de trabajo del sistema.

- Gasto en instalación en Comunidad de Madrid: 12.14 Kw/día.
- Gasto en instalación en Sevilla: 22.5 Kw/día.
- Gasto energético en Girona: 18.75 Kw/día.

6.3.3. Torre de refrigeración.

La torre de refrigeración en un sistema refrigerado sólo por aire en contacto directo con el fluido de trabajo. Como el refrigerante usado no puede estar en contacto con el ambiente, se dispone de un circuito intermedio por el que desplazamos la carga térmica del condensador de la máquina frigorífica hasta el sistema de condensación, Torre. Para ello, el circuito intermedio dispone de una bomba que motiva el moviendo del agua y que tiene un gasto energético añadido al gasto de energía que ocasiona el sistema de impulsión de aire. Este parámetro será de valor 1.9 Kwh por el rango de periodo de trabajo del sistema.

- Gasto en instalación en Comunidad de Madrid: 10.2 Kw/día.
- Gasto en instalación en Sevilla: 13.5 Kw/día.
- Gasto energético en Girona: 13.02 Kw/día.

Los consumos energéticos de las instalaciones de Sevilla son claramente más altos que los consumos de los sistemas de condensación en la Comunidad de Madrid debido a las condiciones ambientales más adversas para su funcionamiento.

Es destacable el altísimo consumo que presentan los sistemas de aircooled en la región de Sevilla debido a las altas temperaturas. Por otra parte, es característico destacar el alto consumo energético que sufre el sistema de aircooled en Madrid en comparación con los otros dos sistemas asistidos por agua. Esto se debe principalmente a la baja humedad con la que trabaja el sistema que hace que los sistemas asistidos por agua sean más eficientes y obligue a los sistemas asistidos sólo por aire a verse más comprometidos.

La alta humedad relativa de Girona hace que los sistemas asistidos por agua funcionen a menor eficiencia. En el caso de la torre de refrigeración el consumo energético es igual que en la Región de Sevilla ya que disminuye considerablemente la transferencia del calor latente a través de la vaporización.

6.4. Consumo económico.

En este estudio económico, el consumo monetario al que se ve sometido cada sistema va a estar influenciado por el gasto energético que sufre cada sistema en cada región a analizar.

Para realizar este apartado se han consultado el precio de las tarifas de electricidad vigentes actualmente, para el año 2014. Con el precio del Kwh regulado por el Gobierno de España y el consumo de las máquinas se analizará que sistemas son más viables y económicos.

En España, el suministro eléctrico es un negocio libre, pero el transporte del suministro no lo es. Hay que pagar tasas territoriales por el transporte de la energía. Para el presente estudio, hemos cogido las tarifas estipuladas en el presente año 2014, para suministro de baja tensión por el Real decreto 1164/2001. La tarifa seleccionada es la 3.0A en el periodo de verano, ya que será esta la etapa de funcionamiento para estas máquinas.

El coste del Kwh varía según el periodo del año en el que se realice la simulación, verano o invierno, y también varía según la hora en la que se requiere de su demanda. La tarifa 3.0A dedicada a baja tensión varia sus tarifas en tres periodos a lo largo del día que son:

- Periodo 1: 11:00 - 15:00 h.
- Periodo 2: Resto.
- Periodo3: 0:00 – 8:00.

Tarifa 3.0A	Periodo 1	Periodo 2	Periodo 3
€/Kwh	0.018762	0.012575	0.004670

Tabla21: Tarifa 3.0A de electricidad.

A continuación se presentaran unas tablas comparativas para apreciar las diferencias de consumo energético de los diferentes sistemas instalados en una misma región y la diferencia de consumo de un mismo sistema instalado en diferentes regiones.

Comparación de sistemas de condensación en la Comunidad de Madrid, Sevilla y Girona

Valores presentados en euros al día de gasto de electricidad.

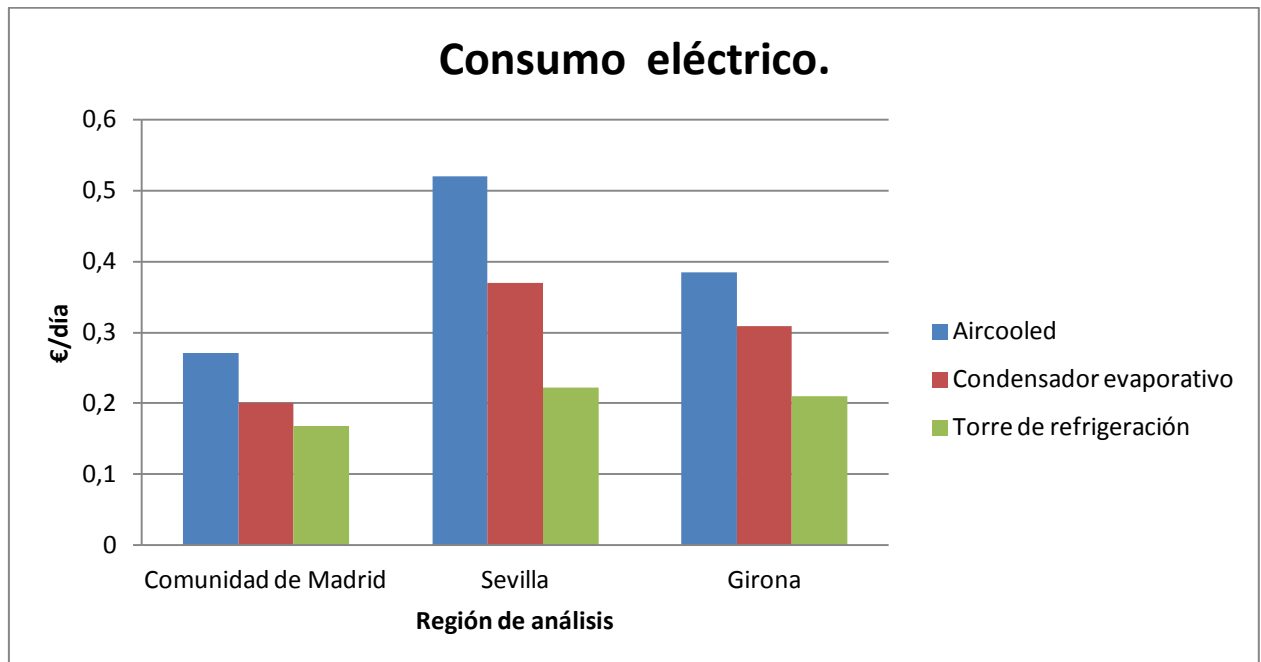


Figura 40: Consumo eléctrico.

En las representaciones gráficas, los consumos energéticos de todos los sistemas instalados en la región de Sevilla son bastante más altos a los consumos que presentan las instalaciones de la Comunidad de Madrid y Girona. Esto se debe principalmente a las condiciones climatológicas que se dan en estas comunidades.

También es destacable la alta eficiencia de las torres de refrigeración en comparación con el resto de sistemas. Esto se debe principalmente al contacto directo de los fluidos de trabajo para el intercambio de calor. La eficiencia de la torre es muy alta y como se puede apreciar, su régimen de funcionamiento esta menos condicionado ante posibles cambios en las condiciones de entrada. Este sistema requiere de un suministro de agua constante y un control exhaustivo y constante de sus instalaciones para controlar los fluidos de trabajo, la oxidación y el picado de las infraestructuras y la proliferación de microorganismos y *Legionella* que pueden llegar a ser un riesgo para la salud. El gasto en mantenimiento que supone una torre puede llegar a ser mayor que la diferencia del gasto eléctrico que supone la instalación de un aircooled. Pero el sistema más rentable para nuestro diseño, en un clima templado como el mediterráneo es el sistema de condensación evaporativa debido a que no exige tanto gasto en mantenimiento como la torre de refrigeración, tiene una eficiencia similar y su consumo energético es considerablemente menor que un Aircooled.

7

Impacto ambiental y
eficiencia energética.

7. Impacto ambiental y eficiencia energética.

7.1. Eficiencia energética.

La eficiencia energética trata de reducir el consumo y las pérdidas de energía para mantener la sustentabilidad económica, política y ambiental. El estudio de este procedimiento es muy común en aplicaciones industriales para cualquier sistema de instrumentación ya que nos permitirá aumentar la eficiencia y el ahorro. Este sector está muy centrado en esta aplicación ya que su logro permitirá una mayor competitividad y un mayor beneficio.

Los sistemas de condensación tienen un alto consumo de energía eléctrica para su funcionamiento. En España la mayoría de la producción de energía primaria proviene de fuentes que originan una gran contaminación. En 2011, la principal fuente de energía para la producción de electricidad fue el petróleo con un 48.6%, seguido de seguido del gas natural, nuclear y carbón. Entre estas cuatro fuentes de energía España obtuvo el 82% de toda la producción de electricidad. Los ciclos combinados o las centrales térmicas donde se combustionan estos materiales originan grandes cantidades de contaminantes y residuos los cuales ocasionan un gran impacto ambiental.

Por esta razón, desde hace años, el principal objetivo de la industria de refrigeración es el ahorro de energía eléctrica y el aumento de la eficiencia de los equipos de los sistemas de refrigeración. El objetivo era disminuir el consumo de los sistemas y disminuir el tamaño de los compresores de las máquinas frigoríficas de compresión y el tamaño de los sistemas de evacuación de calor. El uso asistido de agua en los medios de refrigeración permite a los sistemas obtener una mayor eficiencia térmica en la transferencia de calor. El agua posee una mayor capacidad térmica que el aire y además posee un coeficiente convectivo más alto. En los últimos años se extendió el uso de condensadores evaporativos debido al ahorro de consumo energético que supone su funcionamiento en comparación con los sistemas impulsados solo por aire. Uno de los problemas que impide su instalación es que requieren de un mayor espacio. Las viviendas unifamiliares que disponen de sistemas de refrigeración para aclimatar el habitáculo demandan una carga térmica pequeña y no suelen disponer de espacio para la instalación de un sistema de grandes dimensiones. Por ello, en estos casos la instalación de sistemas aircooled es un camino viable debido a que supondrán una menor inversión inicial y el consumo energético bajo. Para instalaciones más grandes, donde la carga térmica demandada es mayor, se está promoviendo el uso de sistemas evaporativos debido a que tienen una mayor eficiencia que los impulsados solo por aire y un menor impacto ambiental al disponer de un circuito de agua menor que las torres de refrigeración.

Para mejorar la eficiencia energética de un sistema de aire se puede introducir un refrigerante de mejores cualidades y propiedades. Haciendo una inversión inicial mayor en el tipo de refrigerante aumentará la transferencia de calor de los sistemas pudiendo disminuir el tamaño de los sistemas o disminuyendo el régimen de funcionamiento de los sistemas de impulsión.

7.2. Impacto ambiental.

La realización del estudio del impacto ambiental es un proceso imprescindible en la realización de un proyecto industrial.

En el 2002 se estableció un nuevo enfoque en la concepción del medioambiente con la aprobación de la ley IPPC (Prevención y control de integrados de la contaminación) reflejada en el BOE-A-2002-12995. El argumento de la legislación IPPC está orientado al desarrollo de sistemas de prevención y control de emisiones contaminantes de los sistemas a estudiar.

En la actualidad los principales factores medioambientales que más preocupan son la destrucción del ozono atmosférico y el incremento del efecto invernadero.

Para medir la capacidad destructiva de la capa de ozono que provoca el uso de un determinado refrigerante es expresado por el factor ODP (Ozone Depletion Potencial). Para la obtención de este parámetro se ha utilizado como referencia de medida la unidad atribuida al R-11 ya que es el refrigerante más influencia tiene en la destrucción de la capa de ozono al disponer de tres átomos de cloro en su molécula.

Para medir la capacidad de algunos refrigerante a absorber calor y aumentar el calentamiento global se manifiesta a través del coeficiente GWP (global warming potencial). La referencia usada para la obtención de este término es el R-744 o CO₂.


Los sistemas de refrigeración comerciales, a día de hoy, no suponen un peligro para la destrucción de la capa de ozono. Sin embargo, el uso de unos refrigerantes u otros y la generación de energía para el funcionamiento de los sistemas ocasionan producción de CO₂ que es uno de los motores del incremento del efecto invernadero.

La siguiente tabla muestra una clasificación de distintos refrigerantes según los dos parámetros analizados anteriormente:

7. Impacto ambiental y eficiencia energética.

Fuente: empresa: CLIMAJU SERVICIOS SL.

TABLA DE REFRIGERANTES


 ODP (potencial de reducción de la capa de ozono)
 GWP (potencial de calentamiento global del planeta)
 T (temperatura de punto de rocío a las presiones de 1 bar y 25 bar)

REFRIGERANTE	En sustitución de	ODP R 11 = 1	GWP CO2 = 1 100a	T (1 bar) °C	T (25 bar) °C	Aceite recomendado	Aplicación
R 12		1	8500	-29,8	84	A M	A/M H
R 22	R 502, R 12	0,055	1700	-40,8	61	A M	A/M M H
R 124	R 114	0,022	480	-12,1	102	A M	A/M M H
R 401 A	R 12	0,037	1082	-33,8	78	A	A/M M H
R 401 B	R 502, R 12	0,04	1196	-35,5	75	A	A/M M H
R 402 A	R 502	0,021	1816	-49,2	52	A	A/M L M
R 402 B	R 502	0,033	2084	-47,1	55	A	A/M L M
R 403 B	R 502	0,03	3685	-50,2	53	A	A/M L M
R 408 A	R 502	0,023	2743	-44,4	57	A	A/M L M
R 409 A	R 12	0,05	1440	-34,2	79	A	A/M M H
R 409 B	R 502	0,05	1425	-35,6	76	A	A/M M H
R 23	R 13	0	11700	-82,1	0	E	L M
R 32 (I / AP)		0	650	-51,8	40	E	L M
R 125		0	2800	-48,6	49	E	L M
R 134a	R 12	0	1300	-26,1	77	E	L M H
R 143a		0	3800	-47,4	53	E	L M H
R 152a (I)	R 12	0	140	-24,2	83	E	L M H
R 227ea	R 114	0	2000	-16,3	92	E	L M H
R 404A	R 502	0	3260	-46,5	54	E	L M
R 407A (AT)	R 502	0	1770	-45,8	57	E	L M
R 407B	R 502	0	2285	-47,6	53	E	L M
R 407C	R 22	0	1526	-44,3	60	E	L M
R 410A (AP)	R 22	0	1725	-52,7	41	E	L M
R 413A	R 12	0	1774	-35	74	A M	A/M M H
R 507	R 502	0	3300	-48,5	53	A M	A/M M H
ISCEON 59		0	1938	-38,3	68	A M	A/M L M
ISCEON 89	R 13B1	0	3038	-54,6	49	A M	A/M L M
R 170 Ethan (I)		0	3	-88,8	1	A M	L M
RC 270 Cyklopropan (I)		0	3	-32,9	79	A M	L M H
R 290 Propan (I)		0	3	-42,1	68	A M	L M
R 600a Isobutan. (I)		0	3	-11,7	112	A M	L M H
R 717 NH3 (I / V / AT)		0	0	-33,3	58	A M	M H
R 744 CO2 (AP)		0	1	-79	-12	A M	L M H
R 1150 Etylen. (I)		0		-103,7	-22	A M	L M
R 1270 Propen (I)		0		-47,7	59	A M	L M

(I) Inflamable
 (V) Venenoso en ciertas concentraciones
 (AP) Alta presión
 (AT) Temperatura final de descarga elevada

Aceites:
 A = Alquilobenzénico
 M = Mineral
 E = Ester
 A/M = Alquilobenz./Mineral

Aplicación:
 L = Ultracongelación
 M = Refrigeración normal
 H = Aire acondicionado

Refrigerantes a reemplazar
 Refrigerantes de transición
 Ref. alternativos a largo plazo
 Ref. libres de halógenos

Tabla22: Refrigerantes 1.

7.2.1. Comparativa del impacto ambiental.

En este apartado, se realizará una comparativa relacionada con la producción de CO₂ que ocasiona el funcionamiento de cada sistema en cada uno de las regiones a analizar. Para ello, se van a disponer de los datos de potencia eléctrica consumida por cada sistema calculados anteriormente en el apartado “6.3 Consumos energéticos según el sistema de condensación.”.

En España el origen de la electricidad proviene en un 55% de la generación de centrales térmicas, en las que se produce la combustión de materiales fósiles para la obtención de electricidad generando un porcentaje de CO₂ que supondrá un incremento del efecto invernadero.

Por otro lado, el 45% restante de la generación de electricidad proviene de fuente que no origina CO₂ como son las centrales nucleares, la energía hidráulica y de las energías renovables.

Actualmente, los principales hidrocarburos que se usan en las centrales termoeléctricas son el gas natural con el 62.7%, el carbón con un 29.2% y el fueloil con un 8.1%.

La combustión de todos los combustibles ocasionan una cantidad de CO₂ que se libera a la atmosfera. El gas natural genera 0.52 Kg deCO₂/Kwh producido, en cambio, el carbón origina 1.02 Kg deCO₂/Kwh y el fueloil ocasiona 0.7 Kg deCO₂/Kwh.

Con estos datos y las demandas de energía que requieren los sistemas de impulsión de los sistemas calculados anteriormente en el apartado del estudio económico, “6.3. Consumos energéticos según el sistema de condensación”, podemos obtener los gráficos de emisión de CO₂.

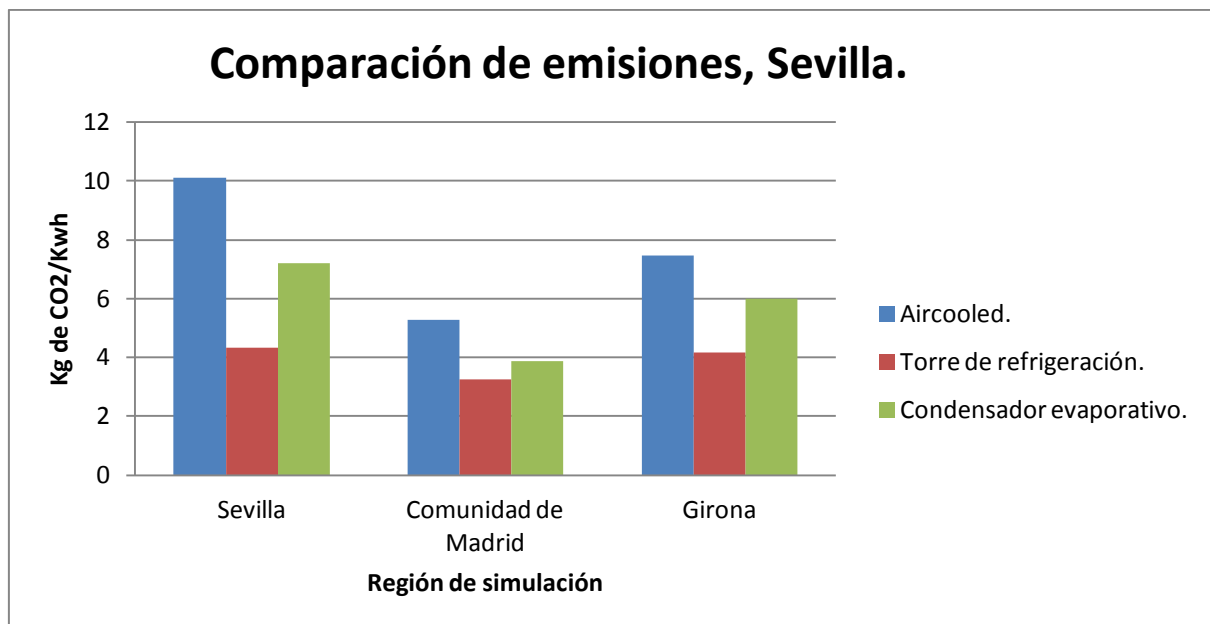


Figura 41: Comparación de emisiones de CO₂ en cada región.

Como se puede apreciar, la generación de CO₂ es directamente proporcional al gasto energético que ocasiona cada sistema.

7.2.2. Análisis en zona aislada sin suministro eléctrico.

Las zonas rurales aisladas donde existen problemas de abastecimiento y suministro de energía eléctrica, pueden conseguir un autoabastecimiento gracias al avance de la tecnología. El uso de energías renovables como paneles solares sería un buen planteamiento como modelo para generación de energía. Pero este modelo de fuente de energía se suele usar como método auxiliar o de apoyo a la red eléctrica pero no como única fuente ya que no siempre consigue compensar toda la energía requerida por el sistema. Por ello, para este estudio vamos a comparar el gasto de CO₂ generado al usar la electricidad de la red, con el gasto de CO₂ que ocasionaría un motor de combustión interna diesel en una zona aislada.

A continuación se van a realizar los cálculos para obtener los porcentajes de emisión que originaría el uso de un motor de combustión para abastecimiento de energía. Suponiendo que el rendimiento medio de una máquina de combustión interna de gasoil es del 65%, se puede calcular la cantidad de energía que sería necesaria para dar suministro de potencia a la instalación.

$$\eta_{c.i} = 0.65.$$

$$Q_{necesaria} = \frac{Q_{util}}{\eta_{c.i}}$$

Ahora se debe calcular la masa de combustible que sería necesario para poder obtener la energía necesaria requerida para nuestro sistema. Se supone que el combustible tiene un poder calorífico inferior igual a $PCI = 11.4 \frac{Kwh}{Kg}$.

$$m_{Gasoil} = \frac{Q_{necesaria}}{PCI}$$

El gasoil es un hidrocarburo líquido de densidad $0.832 \frac{Kg}{Litro}$, compuesto por 2.778 gramos de carbono puro por cada galón (3.79 Litros). La combustión de cada carbono de este combustible, al oxidarse con oxígeno ocasiona 3.666 gramos de CO₂. Suponemos para este caso de estudio se combustiona el 100% del combustible invertido. Con ello sabemos que cada litro de combustible se emiten 2.68 kg de CO₂ por litro de combustible. Tras hacer los cálculos, se obtiene que el gasoil origina 0.442 Kg de CO₂ por Kwh.

Para la obtención de las representaciones gráficas se usarán los datos de potencia consumida por cada sistema en la región de Sevilla obtenida en el apartado “6.3 Consumos energéticos según el sistema de condensación”.

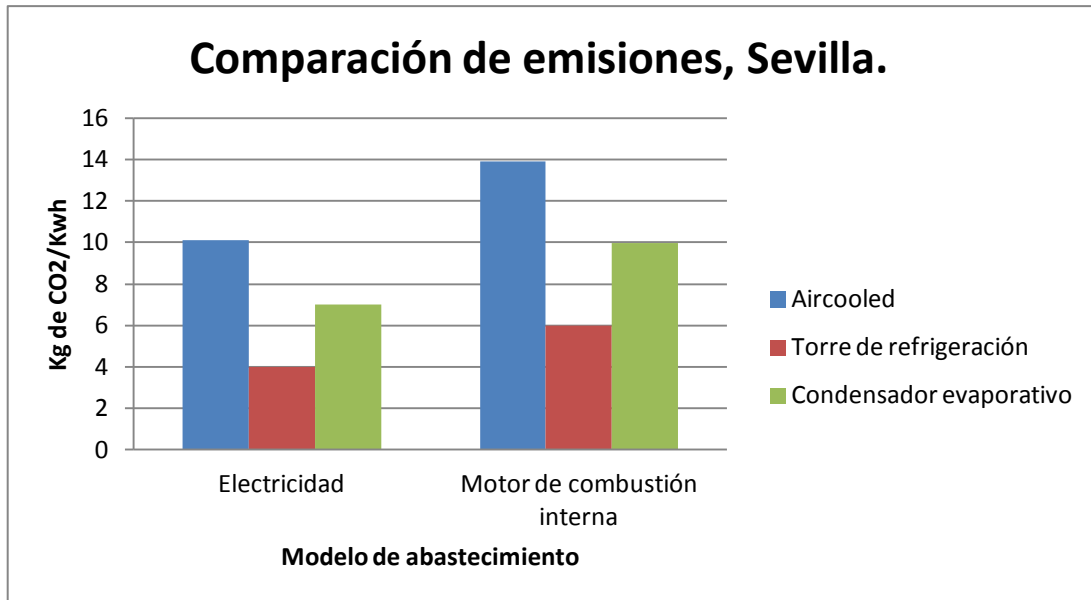


Figura 42: Comparación de emisiones de CO₂ según fuente de abastecimiento.

Como se puede apreciar, la cantidad de emisiones a la atmosfera de CO₂ es mucho menor con el uso de electricidad como fuente de energía para abastecer nuestro sistema. Además, las emisiones de CO₂ que puede ocasionar una central termoeléctrica puede ser emitida en un espacio alejado de la población donde los niveles de contaminación sean menores. Mientras que el uso de un motor de combustión en la instalación produciría una focalización de contaminante en un área poblado donde previsiblemente estén más regulados los límites de emisiones.

7.2.3. Impacto de los refrigerantes.

Es importante también fijarse en la contaminación y las emisiones que ocasionan el uso de unos refrigerantes u otros como fluidos de trabajo en los sistemas de refrigeración. Para ello, se debe analizar los valores límite de emisión (VLE) de contaminantes que estén aprobados a nivel tanto estatal como autonómico para acordar el refrigerante que vamos a utilizar.

A continuación se presentarán los valores medios de emisión que presentan los freones en la máquina frigorífica durante un periodo de 30 minutos:

Contaminante	VLE
Monóxido de Carbono (CO)	400 p.p.m.
Cloruro de hidrógeno (HCl)	400 mg/Nm ³
Partículas	100 mg/Nm ³
Dióxido de azufre (SO ₂)	850 mg/Nm ³
Monóxido de nitrógeno (NO) y dióxido de nitrógeno (NO ₂), expresados como dióxido de nitrógeno	300 p.p.m.

Tabla 23: Partículas contaminantes.

Valores medios medidos en etapas de muestreo de 30 minutos en un periodo de 8 horas para un porcentaje del 3% de O₂.

Gracias a la resolución de la AAI (autorización ambiental integrada), contenida en la ley 16/2002 del BOE, disponemos de la lista de los principales contaminantes a tener en cuenta dependiendo del tipo de instalación.

- Sistemas refrigerados por aire (contacto con la atmósfera):
 - “1. Óxido de azufre y otros compuestos de azufre.
 2. Óxido de nitrógeno y otros compuestos de nitrógeno.
 3. Monóxido de carbono.
 4. Compuestos orgánicos volátiles.
 5. Metales y sus compuestos.
 6. Amianto (partículas en suspensión, fibras).
 7. Cloro y sus compuestos.
 8. Flúor y sus compuestos.
 9. Arsénico y sus compuestos.
 10. Sustancias y preparados respecto de los cuales se haya demostrado que poseen propiedades cancerígenas, mutágenas o puedan afectar a la reproducción a través del aire.
 11. Policlorodibenzodioxina y policlorodibenzofuranos.”.

- Sistemas refrigerados por agua (contacto con agua):
 - “8. Cloro y sus compuestos.
 - 9. Flúor y sus compuestos.
 - 10. Arsénico y sus compuestos.
 - 11. Cianuros.
 - 12. Sustancias y preparados respecto de los cuales se haya demostrado que poseen propiedades cancerígenas, mutágenas o puedan afectar a la reproducción a través del aire.
 - 13. Policlorodibenzodioxina y policlorodibenzofuranos.”.

Los niveles de contaminación van a estar marcados dependiendo de la localización donde queramos disponer de la instalación. Los niveles y límites de emisiones van a venir restringidos en mayor o menor medida dependiendo de su implantación geográfica, de las condiciones locales del medio ambiente y de la naturaleza del refrigerante y su potencial de desarrollo.

En el caso de disponer una instalación en Madrid debemos estudiar las restricciones que debemos de cumplir y las posibilidades que nos ofrece la Consejería de Medio Ambiente de la Comunidad de Madrid que podemos encontrar en su página: <http://www.mambiente.munimadrid.es/>.

Otra forma de clasificar los sistemas de refrigeración depende de la máquina que estemos utilizando para disipar la carga térmica al ambiente y de la potencia requerida.

Los sistemas asistidos por agua funcionan de manera más eficiente que los sistemas impulsados por aire debido a la mayor capacidad calorífica del agua para evacuar el calor de los sistemas. Pero el uso de estos sistemas tiene un mayor coste de mantenimiento y pueden llegar a ser una fuente de proliferación de microorganismos. Los condensadores evaporativos presentan un menor riesgo de proliferación y transmisión de microorganismo como Legionella debido a que tienen un circuito de agua menor que las torres de refrigeración. Además, en los condensadores el riesgo de dispersión de Legionella se concentra en los pulverizadores de agua debido a la emisión de las gotas de agua y en la balsa de almacenamiento.

En el circuito de la máquina de compresión vamos a utilizar siempre un refrigerante con unas características propias que me den la mayor eficiencia.

En el circuito secundario, dependiendo del sistema utilizado para evacuar la energía térmica, vamos a utilizar un fluido de trabajo u otro dependiendo de si el sistema de circulación es abierto o cerrado. Si este es cerrado, aircooler o condensadores evaporativos, podremos utilizar cualquier fluido de trabajo que nos permita aumentar la eficiencia en nuestra transferencia de calor, sin preocuparnos de los efectos contaminantes que produciría su evaporación a la atmósfera. En el caso de que nuestro circuito sea abierto, debemos utilizar agua u otro refrigerante no contaminante o disponer de una instalación de sistema de circuitos en cascada con sistema de compresión múltiple con distintos refrigerantes no contaminante, conteniendo el último circuito, haciendo referencia al bloque 2 del Artículo 4 en el convenio del BOE-A-2011-4292.

Atendiendo a la elección del tipo de refrigerante a utilizar debemos hacer hincapié en el impacto y la repercusión económica de la eliminación de partículas y compuestos gaseosos que contienen cloro y bromo, los cuales, originan los refrigerantes tales como los CFC's, los HFC's, los HCFC's o los COV's.

Estos contaminantes fueron una motivación para la entrada en vigor del Protocolo de Kyoto y el protocolo de Montreal y para el diseño de nuevos refrigerantes que redujeran su producción e hicieran más ecológicos los sistemas de refrigeración.

Uno de los principales problemas de estos contaminantes, como los CFC's, son su larga permanencia en la atmósfera y la posibilidad de que alcancen la estratosfera y por efecto de la radiación ultravioleta del sol se disocien y se transformen en cloro que destruya el ozono de la atmósfera promoviendo el cambio climático.

Los HCFC's, también denominados R22 clorodifluorometano, fueron uno de los gases de trabajo más utilizado para las instalaciones de refrigeración aunque actualmente se ha deshabilitados por ser altamente perjudiciales para la capa de ozono y sustituidos por el R470A y el R134A.

Hay refrigerantes, como los HFC's, que no motivan la destrucción de la capa de ozono pero son causantes del calentamiento global. Mientras que la atmósfera permite el paso de la radiación infrarroja emitida por la superficie de la Tierra, la acumulación de los HFC's actúa como una manta que filtra el paso de la radiación al espacio, produciendo un incremento de la temperatura.

El ozono es un gas inerte muy inestable, podemos encontrarlo en la troposfera como filtro natural que permite la entrada de la radiación AV-A e impide el paso de la radiación AV-B, perjudicial para la vida humana, animal y vegetal. La inestabilidad de este compuesto le hace muy vulnerable ante la presencia de hidrógeno, nitrógeno y cloro. El ozono, cerca de la superficie de la Tierra, es un contaminante muy problemático constituyente de la lluvia ácida y del smog fotoquímico.

Por estas razones, el protocolo de kyoto consiguió de forma unísona aprobar una normativa global para controlar el uso de refrigerantes que ocasionen estos contaminantes: CO₂, CH₄, NO₂, HFC's, PFC's y SF₆.

Es imprescindible fijarnos en el impacto arquitectónico y visual que conlleva la instalación de sistemas de refrigeración. Este tipo de contaminación afecta y perturba la visualización llegando a incluso a afectar al desarrollo normal de la vida de los individuos o zona que habitan en sus inmediaciones. El abuso de ciertos elementos no arquitectónicos puede alterar la estética del paisaje o de ubicación donde se instale el sistema. Esta situación podemos verla en azoteas o cubiertas u otros puntos elevados desvalorizando y miniaturizando la arquitectura. Para reducir este tipo de contaminación se incorporan barreras que además de preservar la visión directa, evita la propagación de ruidos.

En las torres de refrigeración, en las que existe un contacto directo aire-agua, se produce una evaporación parcial que ocasiona un penacho de humo debido a la condensación del agua suspendido en el aire. Este penacho de humo ocasiona un impacto visual pero no es fuente de contaminación. En los últimos años se han diseñado sistemas que reducen la generación de estos penachos de humo, denominadas torres híbridas.

El funcionamiento híbrido de las torres consiste en el calentamiento del aire a la salida a través de un intercambiador de calor seco. Circulamos el aire saturado a través de un haz de tubos por los que circula el agua caliente de entrada a la torre y aumentamos su temperatura. Esto evita que el penacho sea visible a la salida de la torre en las condiciones de diseño específicas.

8

Conclusiones y
trabajo futuro.

8. Conclusiones y trabajo futuro.

8.1. Conclusiones generales.

El presente proyecto consiste en la evaluación de los sistemas de condensación para climatización de habitáculos y modelos físicos ante distintas condiciones de entrada y variaciones en sus procesos. El principal propósito del proyecto era el diseño de un software informático en Matlab para la simulación de los sistemas de condensación que permitiese el análisis del comportamiento de sus parámetros de funcionamiento ante distintas condiciones de entrada. Tras esto, se han evaluado los consumos energéticos y monetarios que supondrían el funcionamiento de cada sistema, el impacto ambiental y la eficiencia energética con la que trabajaban.

La carga térmica es el principal parámetro que muestra la demanda de energía que es necesario evacuar. Para el presente caso de estudio, se ha utilizado una carga térmica de 100KW. Según los cálculos obtenidos en una primera aproximación, se han seleccionado los sistemas comerciales que mejor se adaptaban a esta demanda y se han optimizado para que funcionen con mayor eficiencia posible. El software desarrollado permite variar las condiciones de entrada y optimizar los sistemas adaptándose a las condiciones de demanda y climatológicas de la instalación. Su compilación permite mostrar el comportamiento de los parámetros de trabajo de cada uno de los sistemas.

En todas las regiones evaluadas, el aircooled ha sido el sistema que mayor consumo energético requería su mecanismo de impulso en comparación con los otros dos sistemas asistidos por agua. Esto es debido al menor coeficiente convectivo para la transferencia de calor que obliga a este sistema a trabajar sometido a mayor carga. La pulverización de agua, aumenta en gran medida la eficiencia del sistema y el consumo de las bombas de impulsión es bastante menor que la diferencia de los gastos de energía de los ventiladores.

El consumo energético está muy influenciado también por las condiciones climatológicas de entrada al sistema. Las condiciones ambientales de la región donde se realiza la instalación influye fuertemente en el comportamiento de los parámetros de los sistemas extendiendo una gran diferencia entre el diseño en una región u otra. En regiones donde la humedad es muy alta, como en la región de Girona, los sistemas asistidos por agua reducen su eficiencia debido a que se reduce la probabilidad de evacuar energía aprovechando el calor latente de vaporización del agua debido al alto porcentaje de agua que contiene ya el aire. En cambio, un clima donde la humedad sea alta, favorece la evacuación de calor de los sistemas refrigerados sólo por aire aumentando su coeficiente convectivo ayudando a desalojar mayor cantidad de energía. Además los sistemas asistidos por agua son más estables ante posibles cambios en las condiciones ambientales de entrada. En cambio, los sistemas refrigerados sólo por aire, como el aircooled, sufren mayores oscilaciones y un aumento considerable de la temperatura de entrada del flujo de masa de aire ocasiona un aumento instantáneo del régimen de funcionamiento.

Por otro lado, el uso de agua como media de asistencia para mejorar la transferencia de calor para su evacuación puede llegar a ocasionar problemas ambientales y sanitarios. Las condiciones de temperatura y los porcentajes de humedad son idóneos para la proliferación de microorganismo y partículas que pueden llegar a ser dañinas para la salud. Además, el uso de agua puede ocasionar lodo o partículas que produzcan sedimentaciones en los conductos y produzcan taponamientos que reduzcan la eficiencia del sistema o incluso corrosión. Para evitar que estos problemas manen de estos sistemas, hay que mantener un estricto y regulado control de mantenimiento de las instalaciones. Esto supondrá un aumento de los costes extra de la instalación que no afectará a sistemas refrigerados sólo por aire, aircooled.

En los climas donde las condiciones ambientales tienen un porcentaje de humedad reducido y unas temperaturas medias altas lo más aconsejables es el uso de sistemas asistidos por agua. Estos sistemas funcionarán bajo condiciones idóneas trabajando con una alta eficiencia energética. En cambio, para poder instalar estos sistemas se requiere de un suministro constante y barato de agua.

Las torres de refrigeración requieren de un mayor suministro de agua que los condensadores evaporativos debido a que el agua circula por todo el circuito auxiliar para evitar contacto directo del refrigerante con el ambiente. En muchas ocasiones estos sistemas no son viables y se instalan sistemas de aircooled aunque funcionen a un régimen más alto.

Para finalizar, podemos concluir que bajo la misma carga térmica disponiendo de todos los recursos de agua, en un clima mediterráneo, como es el caso de nuestro estudio, donde las temperaturas son bastantes estables y no existen picos extremos, podemos decantarnos por el uso de condensadores evaporativos. Tras el estudio de todos los apartados anteriores, donde se evaluaban los parámetros y consumos del sistema en las simulaciones, podemos decir que para compensar una misma carga térmica necesitan de un menor espacio que los sistemas de impulsión sólo aire, aircooled, consumen menos energía ya que necesitan de un menor flujo de aire que atraviese el ventilador, es decir una menor potencia y además se reduce el nivel sonoro. A diferencia de las torres de refrigeración, los condensadores evaporativos tienen una menor probabilidad de proliferación de organismos y Legionella debido a que poseen un circuito de agua menor y por tanto requieren de un menor control sanitario y una menor frecuencia de inspección de la instalación para el tratamiento y desinfección del agua y tratamiento de residuos ya que las zonas están mucho más focalizadas.

8.2. Trabajo futuro.

El presente proyecto consiste en el desarrollo de un software informático para la simulación de sistemas de condensación en función de unas condiciones de entrada. En el análisis de resultados se han evaluado las condiciones térmicas y mecánicas de funcionamiento, los consumos de los sistemas de impulsión, el coste económico del consumo eléctrico y el impacto ambiental que ocasiona su funcionamiento.

Pero para lograr una mayor extensión y albergar todos los campos que requeriría la instalación de un sistema real, se podría realizar un estudio de la instrumentación del sistema y del mantenimiento que este requeriría para mantener una alta eficiencia en todos sus componentes. Además, en el presente proyecto se ha analizado el balance económico que supone el gasto energético de los sistemas de impulsión en cada uno de los sistemas. Sería interesante poder realizar un estudio de viabilidad de todo el proceso de inversión inicial, instalación, mantenimiento y mano de obra que conlleva una instalación real.

Además, para la elección de un sistema de refrigeración hay que realizar un estudio preliminar de la carga térmica del habitáculo o modelo físico que se quiere acondicionar. Para ello habría que realizar un proceso de cálculo con el estudio de cargas de transmisión, cargas de radiación solar a través de superficies y ventanas, cargas por aire exterior y ventilación, cargas por fugas e infiltración y cargas generadoras internas.

9

Bibliografía.

9. Bibliografía.

9.1. Referencias académicas.

- Apuntes y diapositivas de asignatura “Sistemas Térmicos” del Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales especialidad de Tecnologías energéticas.
- Apuntes y diapositivas de asignatura “Ingeniería térmica” del Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales.
- Apuntes y diapositivas de asignatura “Transferencia de calor” del Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales.

9.2. Libros y manuales.

- Libro: Air-Cooled Heat Exchangers and cooling towers. Autor: Detlev G. Kröger.
- Libro: Fundamentos de transferencia de Calor. Autores: Frank P. Incropera y David P. de Witt. Editorial: Pearson.
- Libro: Transferencia de Calor. Autor: A.F.Mills. Editorial: Mc Graw Hill.
- Libro: Fundamentos de Termodinámica Técnica. Autores: M. J. Moran y H. N. Shapiro. Editorial: Ed. Reverte.
- Improving Fan System Performance. U. S. Departament of Energy, Energy efficiency and Renewable Energy.
- Guía Técnica: Torres de refrigeración. Ahorro y eficiencia energética en climatización. IDEA, Instituto para la diversificación y el ahorro de energía. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio.
- Proyecto fin de carrera: Estudio comparativo entre condensador por aire y por agua para la refrigeración del edificio Juan Benet.UC3M. Autor: Guillermo Jiménez Rodríguez.

- Ley de Prevención y Control Integrados de la Contaminación. BOE numero 157. Martes 2 de Julio de 2002.
- Ordenanza de la emisión de ruidos y vibraciones. Comunidad de Madrid. Febrero de 2014.
- Reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas y sus instalaciones técnicas necesarias. Real decreto 138/2011. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio. Martes 8 de Marzo de 2011.
- El mantenimiento de Sistemas de Refrigeración y aire acondicionado. Ministerio de ambiente, vivienda y desarrollo territorial. Republica colombiana.

9.3. Enlaces y páginas oficiales.

- Empresa: ESPA Innovative Solutions.
- Empresa: INTERCAL S.A. Torres Intercal S.A.
- Empresa: EWK Torres de refrigeración.
- Empresa: ALFA LAVAL AB.
- Empresa: Grupo DINAGAS S.A.
- Empresa: KIMIKAL. Grupo GAZECHIM.
- Empresa: Climaju S. L.
- Empresa: Frimetel. Catálogo General 2012.
- <http://www.mambiente.munimadrid.es/>
- http://www.tecnoficio.com/refrigeracion/conceptos_de_refrigeracion2.php
- http://www.tecnoficio.com/refrigeracion/conceptos_de_refrigeracion1.php

- http://www.forofrio.com/index.php?option=com_content&view=article&id=36%3Aga-ses-refrigerantes-&catid=9%3Aactualidad&Itemid=54
- http://www.coitiab.es/reglamentos/inst_frigo/reglamentos/Reglamento%20IF.htm
- <http://www.youtube.com/watch?v=1FWD77QckAc>

9.4. Programas.

- SOLKANE REFRIGERANTS, Software Support. Empresa: Solvay.
- MATLAB. Mathworks.
- Microsoft Visio.

10

Anexos.

10. Anexos.

10.1. Presentación del software de simulación.

A continuación se presentará el código desarrollado en Matlab para la ejecución de las simulaciones de los distintos programas en las diferentes regiones. El software mostrado consiste en el desarrollo del cálculo de los tres sistemas optimizados evaluados para las condiciones de entrada de Girona. Si se desea ver como funcionan los sistemas comerciales en Madrid o Sevilla, se debe regular la arquitectura interna del sistema y los regímenes de flujo de los fluidos de trabajo para que los mecanismos trabajen dentro de la curva óptima de funcionamiento.

```
%Limpiamos memoria y graficas;
close all
clear all
clc
format short

options = optimset('Display', 'off');

%Datos de las constantes;

Pa= 1e5;
g = 9.81;
PMa=28.97e-3;
Rg=8.314;
Ra=287;
Rv=461;

%Datos de los fluidos de trabajo;
Cp_a=1004;
Cp_v=1857;
Cp_agua=4180;
Cp_refri=1460;
mhu_refri=0.21e-3;
k_refri=0.0819;
k_a=0.029;
k_agua=0.58;
rho_refri=380;
rho_agua=1000;
ifg_o=2502e3;
iv_ref=2501.3e3;
mhu_a=2e-5;
mhu_agua=1e-3;

%Intervalos de trabajo.
maxiter=15;

%Temperatura de cambio de fase del refrigerante en el condensador.
T_refri=330;

%Carga térmica a refrigerar;
Q_sistema=100e3;

%Condiciones ambientales de entrada al sistema.
Ta_ih=load('Taire_1_GIRONA.dat');
Ta_i=Ta_ih+273;

%Temperatura del bulbo húmedo;
Twbh=load('Tbulbo_1_GIRONA.dat');
Twb=Twbh+273;

%Hipótesis:
```

```
%Hipotesis:
%Consideramos que el refrigerante trabaja transfiriendo energia en forma de calor latente de
%cambio de fase, en su paso por el sistema de refrigeracion experimenta
%condensacion. No consideramos un posible recalentamiento de entrada ni un
%subenfriamiento de salida. Cambio de fase sin variacion de temperatura.

%Entalpia de cambio de fase del refrigerante.
h_cf_refri=180e3;

%Coeficiente convectivo del refrigerante en cambio de fase
h_refri=11e3;

%Con los datos del refrigerante y la carga térmica a refrigerar podemos
%calcular la masa de refrigerante que se requiere.
m_refri=Q_sistema/h_cf_refri;

%Datos del intercambiador de placas plano.
Lp=2.5;%Longitud efectiva de la placa.
b_p=0.05;%Amplitud de corrugación.
w_p=1.6;%Ancho de placa.
s_p=0.005;%Espesor de la placa.
l_d_p=1.2;%Cociente entre longitud desarrollada y proyectaba.
K_termica_p=250;%Conductividad termica de las placas.

%Calculo del area de paso del fluido por el intercambiador
de_p=(4*b_p*w_p)/(2*(b_p+(l_d_p*w_p)));
det=0.3;
A_t4=(pi*(det^2))/4;%Area tubos.

%La variación del ángulo de las placas varían los coeficientes constantes del Nusselt.
angle=45;%Valor del angulo del intercambiador plan.

%Buscamos el valor en nuestra tabla.
angles_heat_exchange=xlsread('tabla_heat_exchange1.xlsx','Hoja1','A1:A15');
vector1v=find(angles_heat_exchange==angle);
vector2v=vector1v+1;
vector3v=vector1v+2;
vector1=int2str(vector1v);
vector2=int2str(vector2v);
vector3=int2str(vector3v);

%Las restricciones que presenta el gasto masico son:
%Maximo caudal admitido por intercambiador=37(m^3/s).
%El caudal optimo para la torre es de 8(m^3/s).
%Regulamos el caudal de agua a traves de la velocidad del fluido
v_agua=0.01;
N_placas=15;
m_w=N_placas*(A_t4*rho_agua*v_agua);

%Declaracion de variables en forma vectorial para el almacenamiento
%de datos y su posterior representación grafica.
Tagua_i=zeros(maxiter,1);
```

```
N_fr=zeros(maxiter,1);
Pot=zeros(maxiter,1);
rend_r=zeros(maxiter,1);
rend=zeros(maxiter,1);
V_r=zeros(maxiter,1);
Ta_o=Ta_i;
Tagua_iF=linspace(305, 305, maxiter);
Tagua_o=zeros(maxiter,1);
i_i=zeros(maxiter,1);
i_o=zeros(maxiter,1);
n_sistm=zeros(maxiter,1);
Lw=zeros(maxiter,1);

for k = 1:maxiter

    %Calculamos el numero de reynold y el numero de prandtl para el agua.

    G_p_agua=(2*m_w)/(b_p*w_p*N_placas);
    Re_agua=(G_p_agua*de_p)/mhu_agua;
    Pr_agua=(Cp_agua*mhu_agua)/k_agua;

    %buscamos las constantes en la tabla segun el angulo del intercambiador.
    %Creamos una cadena de caracteres para realizar la busqueda.

    if(Re_agua<10)

        Ch=xlsread('tabla_heat_exchange1.xlsx','Hoja1',['B' vector1]);
        Y=xlsread('tabla_heat_exchange1.xlsx','Hoja1',['C' vector1]);
        Kp=xlsread('tabla_heat_exchange1.xlsx','Hoja1',['D' vector1]);
        Z=xlsread('tabla_heat_exchange1.xlsx','Hoja1',['E' vector1]);

    elseif(10<Re_agua<100)

        Ch=xlsread('tabla_heat_exchange1.xlsx','Hoja1',['B' vector2]);
        Y=xlsread('tabla_heat_exchange1.xlsx','Hoja1',['C' vector2]);
        Kp=xlsread('tabla_heat_exchange1.xlsx','Hoja1',['D' vector2]);
        Z=xlsread('tabla_heat_exchange1.xlsx','Hoja1',['E' vector2]);

    else(Re_agua>100)

        Ch=xlsread('tabla_heat_exchange1.xlsx','Hoja1',['B' vector3]);
        Y=xlsread('tabla_heat_exchange1.xlsx','Hoja1',['C' vector3]);
        Kp=xlsread('tabla_heat_exchange1.xlsx','Hoja1',['D' vector3]);
        Z=xlsread('tabla_heat_exchange1.xlsx','Hoja1',['E' vector3]);
    end
```

%Comenzamos analizando primeramente el sistema de torre de refrigeración
 %abierto liquido aire;
 %Torre de refrigeración de la compañía CIAT, Neptus-XP;

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%✓
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%✓
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

```
%Características de la torre
```

```

rho_r=1.2;
N_r=250;
d_f=1.4;
Lw_r=70;%Constante de ruido en el fan.

```

```

A_t=3;
A_s=(pi*d_f^2)/4;
L_fill=1;

```

```
%Calculamos gasto de agua en la torre;
```

```

G_agua1=2.5;
m_agua1=G_agua1*A_t;
n_sistm1= m_w/ m_agua1;
n_sistm(k,1)=ceil(n_sistm1);
m_agua=m_w/n_sistm(k,1);
G_agua=m_agua/A_t;

```

```

G_a=1.2*G_agua;
m_a=G_a*A_t;

```

```

sol=10;
iter=0;
error_tagua=1;
res=1;

```

```
while (sol>res)
```

```
    iter=iter+1;
```

```

    %Podemos optimizar el sistema modificando el gasto de agua y la velocidad a
    %la que circula por el circuito secundario, (arriba en el heat exchange).
    %Calculamos las entalpías del fluido de trabajo;

```

```

    iaw_i=Cp_a*(Tagua_o(k,1)-273);
    iaw_o=Cp_a*(Tagua_i(k,1)-273);
    iaw_m=Cp_a*(Tagua_m-273);

```

```

    Pvs_i=2.368745e11*exp(-5406.1915/Tagua_o(k,1));
    Pvs_o=2.368745e11*exp(-5406.1915/Tagua_i(k,1));
    Pvs_m=2.368745e11*exp(-5406.1915/Tagua_m);

```

```

    ws_i=0.622*(Pvs_i/(Pa-Pvs_i));
    ws_o=0.622*(Pvs_o/(Pa-Pvs_o));
    ws_m=0.622*(Pvs_m/(Pa-Pvs_m));

```



```

ivw_i=(Cp_v*(Tagua_o(k,1)-273))+iv_ref;
ivw_o=(Cp_v*(Tagua_i(k,1)-273))+iv_ref;
ivw_m=(Cp_v*(Tagua_m-273))+iv_ref;

```

```

isagua_i=iaw_i+(ws_i*ivw_i);
isagua_o=iaw_o+(ws_o*ivw_o);
isagua_m=iaw_m+(ws_m*ivw_m);

```

```

ds=(isagua_i-isagua_o)/(Tagua_o(k,1)-Tagua_i(k,1));

```

%Calculamos las entalpías del aire;

```

ia_i=Cp_a*(Ta_i(k)-273);
Pvs=2.368745e11*exp(-5406.1915/Twb(k));
wsb=0.622*(Pvs/(Pa-Pvs));
w_i1=wsb*((ifg_o-((Cp_agua-Cp_v)*Twb(k)))/(ifg_o+(Cp_v*Ta_i(k)-(Cp_agua*Twb(k))));
w_i=w_i1-((Cp_a*(Ta_i(k)-Twb(k)))/(ifg_o+(Cp_v*Ta_i(k)-(Cp_agua*Twb(k))));
iva=(Cp_v*(Ta_i(k)-273))+iv_ref;
i_i(k,1)=ia_i+(w_i*iva);

```

```

ia_o=Cp_a*(Ta_o(k,1)-273);
Pvo=2.368745e11*exp(-5406.1915/Ta_o(k,1));
w_o=0.622*(Pvo/(Pa-Pvo));
ivo=(Cp_v*(Ta_o(k,1)-273))+iv_ref;
i_o(k,1)=ia_o+(w_o*ivo);

```

%Calculamos las densidades y los flujos másicos del aire a la entrada, salida y en la mitad de la torre.

```

ma_i=m_a*(1+w_i);
ma_o=m_a*(1+w_o);
w_m=(w_i+w_o)/2;
ma_m=m_a*(1+w_m);

```

```

rhoa_i=((PMa*Pa)/(Rg*Ta_i(k)))*(1-(w_i/(0.622+w_i)));
rhoa_o=((PMa*Pa)/(Rg*Ta_o(k,1)))*(1-(w_o/(0.622+w_o)));

```

```

rho_i=rhoa_i*(1+w_i);
rho_o=rhoa_o*(1+w_o);

```

```

rho_m=2/((1/rho_i)+(1/rho_o));

```

%Comprobamos las estimaciones.

%Aplicamos el metodo E-NTU;
C_a=m_a;

```

C_agua=(m_agua*Cp_agua)/ds;

%caso 1;
if(C_a<C_agua)

    C=C_a/C_agua;

    %calculamos la aproximación;
    lan=( isagua_i+isagua_o-(2*isagua_m))/4;
    PF=0.35*(G_agua^(-0.1))*(G_a^(0.6));

    %Calculamos la eficiencia de nuestra torre;

    NTU_min=(m_agua/m_a)*PF*L_fill;
    Efi=(1-(exp(-NTU_min*(1-C)))/(1-(C*(exp(-NTU_min*(1-C))))));

    Qsal=Efi*C_a*(isagua_i-i_i(k,1)-lan);

else

    C=C_agua/C_a;
    %calculamos la aproximación;
    lan=(isagua_i+isagua_o-(2*isagua_m))/4;
    PF=0.35*(G_agua^(-0.1))*(G_a^(0.6));

    %Calculamos la eficiencia de nuestra torre;
    NTU_min=(PF*L_fill*ds)/Cp_agua;
    Efi=(1-(exp(-NTU_min*(1-C)))/(1-(C*(exp(-NTU_min*(1-C))))));

    Qsal=Efi*C_agua*(isagua_i-i_i(k,1)-lan);
    % sol=abs(100*(1-(Qsal/(m_a*(isagua_i-isagua_o)))));
end

sol1=abs((1-(Qsal/(m_a*(i_o(k,1)-i_i(k,1))))));

if sol1>res
    Ta_o(k,1)=Ta_o(k,1)+1;
elseif sol1<(res)
    Ta_o(k,1)=Ta_o(k,1)-1;
end

sol=abs(sol1);
disp([' Temperatura aire de salida = ' num2str(Ta_o(k,1),'%.3f'),'contador = ' int2str(iter), ' ERROR ↙
= ' num2str(sol1,'%.3f')]);
end

Tagua_red=280;
Tagua_iF(k,1)=Tagua_o(k,1)-((m_a*(i_o(k,1)-i_i(k,1)))/(m_agua*Cp_agua));
error2= Tagua_iF(k,1)- Tagua_i(k,1);

```

```
end
```

```
%Presentamos los datos por display.
```

```
disp(['contadorT = ' int2str(iter2),' ENTALPIA DE SALIDA AIRE = ' num2str(i_o(k,1), '%.3f'), '↵  
Taire_entradatorre = ' num2str(Ta_i(k), '%.3f'), 'AGUA SALIDA = ' num2str(Tagua_iF(k,1), '%.3f')]);
```

```
%Calculamos las pérdidas de carga y la velocidad de nuestro fan;
```

```
%Perdida de carga en el eliminador de gotas;
```

```
K_de=3;
```

```
Inc_P_de=((ma_o^2)*K_de)/(2*rho_o*(A_t^2));
```

```
%Perdida de carga en el fan;
```

```
K_kud=5;
```

```
Inc_P_kud=((ma_o^2)*K_kud)/(2*rho_o*(A_s^2));
```

```
%Perdida de carga en la estructura, entrada y soportes;
```

```
K_fs=1.8;
```

```
Inc_P_fs=((ma_i^2)*K_fs)/(2*rho_i*(A_t^2));
```

```
%Perdida de carga en el empaquetamiento de tipo film.
```

```
K_film=4*(G_agua^1.3)*(G_a^-1)*L_fill;
```

```
P_f=(ma_m^2)/(2*rho_m*(A_t^2));
```

```
P1=P_f*K_film;
```

```
P2=P_f*(((ma_i^2)/(2*rho_i*(A_t^2)))-((ma_o^2)/(2*rho_o*(A_t^2)))/((ma_m^2)/(2*rho_m*(A_t^2))));
```

```
Inc_P_film=P1+P2;
```

```
%Calculamos la perdida de carga que debemos de vencer.
```

```
Inc_P=Inc_P_de+Inc_P_kud+Inc_P_fs+Inc_P_film;
```

```
%Calculamos las revoluciones a las que debemos hacer girar nuestro fan
```

```
%para que podamos alcanzar las condiciones que necesitamos.
```

```
Inc_P_r=0;
```

```
N_f=60;
```

```
iter3=0;
```

```
errorN=1;
```

```
while(N_fr(k,1)~=N_f)&&(abs(errorN)>1e-2)
```

```
N_fr(k,1)=N_f;
```

```
iter3=iter3+1;
```

```
%Calculamos el caudal de aire a la salida;
```

[illegible]

%%

%Datos de las constantes;

Pa= 1e5;
g = 9.81;
PMa=28.97e-3;
Rg=8.314;
Ra=287;

%Datos de los fluidos de trabajo.

Cp_a=1004;
Cp_v=1857;
Cp_agua=4180;
Cp_refri=1460;
mhu_refri=0.21e-3;
k_refri=0.0819;
k_a=0.029;
rho_refri=482;
rho_agua=1000;
ifg_o=2502e3;
iv_ref=2501.3e3;
mhu_a=2e-5;

%Intervalos de iteracion de la simulacion.

maxiter=15;

%Temperatura de cambio de fase en el condensador.

T_refri=330;

%Carga termica a refrigerar;

Q_sistema=100e3;

%Presentamos los datos de trabajo iniciales.

%Condiciones ambientales de entrada al sistema;

Ta_ih=load('Taire_1_GIRONA.dat');
Ta_i=Ta_ih+273;

%Temperatura del bulbo humedo;

Twbh=load('Tbulbo_1_GIRONA.dat');
Twb=Twbh+273;

%Hipotesis:

%Consideramos que el refrigerante trabaja intercambiando calor latente de
%cambio de fase, en su paso por el sistema de refrigeracion experimenta
%condensacion. No consideramos un posible recalentamiento de entrada ni un
%subenfriamiento de salida. Cambio de fase sin variacion de temperatura.

%Entalpia de cambio de fase del refrigerante.

h_cf_refri=180e3;

%Coeficiente convectivo del refrigerante en cambio de fase.

hint2_Atransf_int2=20e3;

%Dimensiones del haz de tubos.

N_t2=22;

N_p2=1;

v_ft=0.012;

d_int2=0.055;%Diametro interior de los tubos

A_t2=(pi*d_int2^2)/4;%Area tubos.

%Parametros del refrigerante.

m_refri=(A_t2*rho_refri*v_ft*N_t2);

Re=(rho_refri*v_ft*d_int2)/mhu_refri;

%%%

%%%

%%%

%%%

%%%

%%%

%Ahora vamos a analizar el aircooler.

%abierto aire aire;

%Condensador de aire de la compañía CIAT, V-Compact-N;

%%%

%%%

%%%

%%%

%%%

%%%

%Condiciones del ventilador.

N_r2=250;

rho_r2=1.2;

d_s2=1;

A_s2=(pi*d_s2^2)/4;

K_a=0.029;

N_fan=1;

Lw_r=70;%Constante de ruido en el fan.

%Condiciones del intercambiador.

K_cobre=300;

R_Areas=0.4;%Relacion de areas.

s2=0.0036;

d_ext2=d_int2+(1.7*s2);

%El ancho de la torre.

Ancho_2=1.3*d_ext2*N_t2;

%El largo de la torre:

L_t2=Ancho_2*1.3;

```
S_torre_2=Ancho_2*L_t2;
```

```
%Inicializamos una vector para almacenar nuestros resultados, los cuales  
%seran representaremos gráficamente al final de software.
```

```
Ta_ofin=zeros(maxiter,1);  
Pot23=zeros(maxiter,1);  
Pot_r2=zeros(maxiter,1);  
N_f23=zeros(maxiter,1);  
m_a23=zeros(maxiter,1);  
V_o2=zeros(maxiter,1);  
V_r23=zeros(maxiter,1);  
rend_r2=zeros(maxiter,1);  
rend_23=zeros(maxiter,1);  
N_sistemas23=zeros(maxiter,1);  
Lw_23=zeros(maxiter,1);
```

```
for j = 1:maxiter
```

```
%iteramos hasta encontrar el valor de ma adecuado.
```

```
m_a2f=3;  
errorm2=1;
```

```
while (m_a23(j,1)~=m_a2f)&&(abs(errorm2)>1e-4)
```

```
    m_a23(j,1)=m_a2f;
```

```
%Estimamos el valor con el que vamos a inicializar la tempeartura  
%de salida
```

```
Ta_o1=((Ta_i(j)+T_refri)/2)+5;  
errorT2=1;
```

```
while(Ta_o1~=Ta_ofin(j,1))&&(abs(errorT2)>1e-4)
```

```
    Ta_ofin(j,1)=Ta_o1;
```

```
%En el aircooler la relación de humedad es constante a lo largo del sistema  
%ya el aire en ningun momento esta en contacto directo con el agua.
```

```
Pvs_i2=2.368745e11*exp(-5406.1915/Twb(j));  
wsb2=0.622*(Pvs_i2/(Pa-Pvs_i2));  
WQ2=(ifg_o-((Cp_agua-Cp_v)*Twb(j)))/(ifg_o+(Cp_v*Ta_i(j))-(Cp_v*Twb(j)));  
w_i12=wsb2*(WQ2);  
w_i2=w_i12-((Cp_a*(Ta_i(j)-Twb(j)))/(ifg_o+(Cp_v*Ta_i(j))-(Cp_v*Twb(j))));
```

```
ma_i2=m_a23(j,1)*(1+w_i2);  
ma_o2=m_a23(j,1)*(1+w_i2);
```

```

ma_m2=m_a23(j,1)*(1+w_i2);

rhoa_i2=((PMa*Pa)/(Rg*Ta_i(j)))*(1-(w_i2/(0.622+w_i2)));
rhoa_o2=((PMa*Pa)/(Rg* Ta_ofin(j,1)))*(1-(w_i2/(0.622+w_i2)));

rho_i2=rhoa_i2*(1+w_i2);
rho_o2=rhoa_o2*(1+w_i2);
rho_m2=2/((1/rho_i2)+(1/rho_o2));

Ry2=m_a23(j,1)/(S_torre_2*mhu_a);

%Calculamos la perdida de carga que sufre el aire al cruzar el aircooler.

%Perdida en el intercambiador.
K_hesio=200*(Ry2^(-0.2));
K_h2=K_hesio+((2/(R_Areas^2))*((rho_i2-rho_m2)/(rho_i2+rho_m2)));

%Perdidas de la estructura y soportes.
K_estruc2=20;

%Recuperación a la salida.
K_recupe=5;

Inc_Pf_e1=K_estruc2*((m_a23(j,1)/S_torre_2)^2)*(1/(2*rho_i2));
Inc_Pf_e2=K_h2*((m_a23(j,1)/(S_torre_2))^2)*(1/(2*rho_m2));
Inc_Pf_e3=K_recupe*((m_a23(j,1)/(A_s2*N_fan))^2)*(1/(2*rho_o2));
Inc_Pf2=Inc_Pf_e1+Inc_Pf_e2+Inc_Pf_e3;

%Para calcular las revoluciones por minutos a las que gira el fan bajo
%estas condiciones debemos iterar.
Inc_P_r2=0;
N_f2f=60;
iter=0;
errorN2=1;

while(N_f2f~=N_f23(j,1))&&(abs(errorN2)>1e-10)

    N_f23(j,1)=N_f2f;
    iter=iter+1;

    %Calculamos el caudal de aire a la salida;
    V_o2(j,1)= ma_o2/(rho_o2*N_fan);

    %ahora calculamos el caudal de referencia;
    V_r23(j,1)=V_o2(j,1)*(N_r2/N_f23(j,1));

    Inc_P_r2=300-(1e-4*(V_r23(j,1)^2));

    %Iteración de las vueltas a las que gira el fan.

```



```

N_f2f=sqrt((Inc_Pf2*rho_r2)/(rho_o2*Inc_P_r2))*N_r2;

errorN2=N_f23(j,1)-N_f2f;

end

%Presentamos los resultados por display.
disp(['iter = ' int2str(iter), 'Vueltas = ' num2str(N_f23(j,1))]);

%Calculamos la potencia consumida por el ventilador en cada momento del
%día. Este parametro va a depender de las vueltas a las gire el fan y del gasto de
%aire que estemos consumiendo.
%Dependiendo del ventilador que tengamos en cada sistema vamos a tener una
%función de referencia.

Pot_r2(j,1)=1.7e4-(1e2*V_r23(j,1))+(1.5e-1*(V_r23(j,1)^2));
Pot23(j,1)=((N_f23(j,1)/N_r2)^3)*Pot_r2(j,1)*(rho_o2/rho_r2);

%Calculo del rendimiento del sistema.
rend_r2(j,1)=(V_r23(j,1)*Inc_P_r2)/Pot_r2(j,1);
%Calculo del rendimiento con paremtrso propios del sistema
rend_23(j,1)=(V_o2(j,1)*Inc_Pf2)/Pot23(j,1);

%Aplicando las expresiones del intercambiador facilitadas por el
%fabricante en funcion del area frontal y así calcular el flujo masico
%de aire.

Ny2=(Ry2^0.5)*1e3;
Pr_a2=(Cp_a*mhu_a)/K_a;
hext2_Atransf_ext2=Ny2*k_a*S_torre_2*(Pr_a2^0.333);
UA2=((1/ hext2_Atransf_ext2)+(1/ hint2_Atransf_int2))^-1;

%Correlación de la eficiencia del intercambiador de calor con NTU y el
%cociente de capacidades térmicas

%OBTENIDO DEL LIBRO: TRANSFERENCIA DE CALOR DEL AUTOR A.F.MILLS.

C_a2=m_a23(j,1)*Cp_a;
C_refri2=m_refri*Cp_refri;
if(C_a2>C_refri2)
    C_min2=C_refri2;
    C_max2=C_a2;
else
    C_min2=C_a2;
    C_max2=C_refri2;
end

R2=C_min2/C_max2;
NTU2=UA2/C_min2;

```

%%%%%%%%%%
 %%%%%%%%%%
 %%%%%%%%%%
 %%%%%%%%%%
 %%%%%%%%%%
 %%%%%%%%%%

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%✓
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%✓
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
%Datos de las constantes;
```

```
Pa= 1e5;
```

```
g = 9.81;
```

```
PMa=28.97e-3;
```

```
Rg=8.314;
```

```
Ra=287;
```

```
Rv=461;
```

```
%Datos de los fluidos de trabajo.
```

```
Cp_a=1004;
```

```
Cp_v=1857;
```

```
Cp_agua=4180;
```

```
Cp_refri=1460;
```

```
mhu_refri=0.21e-3;
```

```
k_refri=0.0819;
```

```
k_a=0.029;
```

```
rho_refri=412;
```

```
rho_agua=1000;
```

```
ifg_o=2502e3;
```

```
iv_ref=2501.3e3;
```

```
mhu_a=2e-5;
```

```
%Intervalos de iteracion para la simulacion.
```

```
maxiter=15;
```

```
%Temperatura de condensacion;
```

```
T_refri=330;
```

```
%Carga termica a refrigerar;
```

```
Q_sistema=100e3;
```

```
%Presentamos los datos de trabajo iniciales.
```

```
Ta_ih=load('Taire_1_GIRONA.dat');
```

```
Ta_i=Ta_ih+273;
```

```
%Temperatura del bulbo humedo;
```

```
Twbh=load('Tbulbo_1_GIRONA.dat');
```

```
Twb=Twbh+273;
```

```
%Hipotesis:
```

```
%Consideramos que el refrigerante trabaja intercambiando calor latente de
```

```
%cambio de fase, en su paso por el sistema de refrigeracion experimenta
```

```
%condensacion. No consideramos un posible recalentamiento de entrada ni un
```

```
%subenfriamiento de salida. Cambio de fase sin variacion de temperatura.
```

%Entalpia de cambio de fase del refrigerante.

h_cf_refri=180e3;

%Coeficiente convectivo del refrigerante en cambio de fase

h_refri=11e3;

%Parametros del haz de tubos y calculo del refrigerante.

v_ft3=0.012;

N_t3=22;%El aumento del numero de tubos aumenta el area de intercambio y la sección del sistema y ↙
ademas, disminuye el gasto de aire.

d_int3=0.05;%Diametro interior de los tubos

A_t3=(pi*(d_int3^2))/4;%Area tubos.

Re3=(rho_refri*v_ft3*d_int3)/mhu_refri;

m_refri=(A_t3*rho_refri*v_ft3*N_t3);

%%% ↙
%%%

%%% ↙
%%%

%Analizamos el condensador evaporativo.

%Cerrado aire - agua;

%Condensador evaporativo de la compai̇½i̇½a EWK, EWK-C 576/3;

%%% ↙
%%%

%%% ↙
%%%

%Suposiciones:

%Suponemos que la temperatura media del agua duante el ciclo no varia. El

%agua es un simple intermediario entre el fluido de trabajo y el aire, no

%gana ni pierde energia. Realizamos balance de energia entre el agua

%evaporada, el agua de purga y el agua de reposicion.

%Condiciones del ventilador.

K_tubos=300;

N_r3=250;

rho_r3=1.2;

d_s3=1.2;%Diametro de salida del fan

A_s3=(pi*(d_s3^2))/4;%Area de salida del fan

s3=0.0036;

d_ext3=d_int3+(2*s3);

N_fan3=1;

Lw_r=70;%Constante de ruido en el fan.

%Calculamos la seccion transversal de la torre.

%El ancho de la torre.

Ancho_3=1.2*d_ext3*N_t3;

%El largo de la torre.

L_t3=Ancho_3*1.2;

S_torre_3=Ancho_3*L_t3;

%Inicializamos una vector para almacenar nuestros resultados, los cuales

%seran representaremos gráficamente al final de software.

T_wm3sfin=zeros(maxiter,1);

Ta_o3=zeros(maxiter,1);

N_f33=zeros(maxiter,1);

Pot33=zeros(maxiter,1);

rend_r3=zeros(maxiter,1);

rend_33=zeros(maxiter,1);

W_b3=zeros(maxiter,1);

V_r33=zeros(maxiter,1);

m_a3=zeros(maxiter,1);

i_o3=zeros(maxiter,1);

Lw33=zeros(maxiter,1);

for k = 1:maxiter

%Vamos a suponer que la temperatura del agua de refrigeracion esta en

%ciclo cerrado. Este ciclo dispone de un intercambiador de placas muy eficiente, que

%permite que el agua en cada ciclo, entre a una temperatura de

%entrada. Por esta razon, podemos despreciar el balance de energia que

%ocasiona el agua de reposición debido para compensara el agua que se ha

%evaporado.

%Restriccion de error.

error_a=1;

%Inicializamos valor de gasto de aire para realizar la iteracion.

G_a31=3;

m_a3_o=G_a31*S_torre_3;

iter_a=0;

while(m_a3_o~=m_a3(k,1))&&(abs(error_a)>3e-1)

iter_a=iter_a+1;

m_a3(k,1)=m_a3_o;

G_a3=m_a3(k,1)/S_torre_3;

T_wm3sout=285;

error=1;

s=0;

while(T_wm3sout~=T_wm3sfin(k,1))&&(abs(error)>3e-1)

```

s=s+1;
T_wm3sfin(k,1)=T_wm3sout;
Inc_T3=T_refri-T_wm3sfin(k,1);

%Calculamos el flujo masico de aire.
%El fabricante recomienda para una buena transferencia mantener los
%tubos mojados adecuadamente con este flujo masico.
G_w3=5;

%Calculo del area de transferencia.
h_w=470*(G_w3^0.3)*((T_wm3sfin(k,1)-273)^0.3)*(G_a3^0.1);
U3=((d_ext3/(d_int3*h_refri))+((d_ext3*log(d_ext3/d_int3))/(2*K_tubos)))+(1/h_w))^(-1));
A_transf_ext=(m_refri*h_cf_refri)/(U3*Inc_T3);

%Gap3=sto de agua.
m_w3=G_w3*A_transf_ext;

%Se comprueba la suposicion de la temperatura inicial.
h_d3=0.038*(G_a3^0.73)*(G_w3^0.2);
NTU_a3=(h_d3*A_transf_ext)/m_a3(k,1);

%Calculamos la entalpia del aire a la entrada y la del agua a Twm3.

%Entalpia del aire.
ia_i3=Cp_a*(Ta_i(k)-273);
Pvs3=2.368745e11*exp(-5406.1915/Twb(k));
wsb3=0.622*(Pvs3/(Pa-Pvs3));
WQ=(ifg_o-((Cp_agua-Cp_v)*Twb(k)))/(ifg_o+(Cp_v*Ta_i(k)-(Cp_agua*Twb(k)));
w_i13=wsb3*(WQ);
w_i3=w_i13-((Cp_a*(Ta_i(k)-Twb(k)))/(ifg_o+(Cp_v*Ta_i(k)-(Cp_agua*Twb(k))));
iva3=(Cp_v*(Ta_i(k)-273))+iv_ref;
i_i3=ia_i3+(w_i13*iva3);

%Entalpia del aire saturado.
iaw_m3=Cp_a*(T_wm3sfin(k,1)-273);
Pvs_m3=2.368745e11*exp(-5406.1915/T_wm3sfin(k,1));
ws_m3=0.622*(Pvs_m3/(Pa-Pvs_m3));
ivw_m3=(Cp_v*(T_wm3sfin(k,1)-273))+iv_ref;
isagua_m3=iaw_m3+(ws_m3*ivw_m3);

%Comprobamos nuestra suposicion de la temperatura media del
%agua.
UA3=A_transf_ext*U3;
KJ=(m_a3(k,1)*(isagua_m3-i_i3)*(1-exp(-NTU_a3)))/UA3;
T_wm3sout=T_refri-KJ;
error=T_wm3sout-T_wm3sfin(k,1);

%Presentacion de los resultados por display.
disp(['contadorT = ' int2str(s), ' TEMPERATURAS LM=' num2str(Inc_T3,'%3f'), ' Tagua = ' num2str(
T_wm3sfin(k,1),'%3f'), ' ERROR = ' num2str(error,'%3f')]);

end

```

```

%Calculamos la temperatura media de salida del aire.
i_o3(k,1)=isagua_m3-((isagua_m3- i_i3)*exp(-NTU_a3));

%Con la entalpia del aire de salida utilizamos una libreria
%de psicometrico para obtener la temperatura.

M=load('psicometrico.dat');
H_psy=M(:,8);
T_psy=M(:,1);
H=i_o3(k,1)*1.3e-3;
Ta_o3m=interp1(H_psy,T_psy,H,'cubic');
Ta_o3(k,1)=Ta_o3m+273;

P_o3=2.368745e11*exp(-5406.1915/Ta_o3(k,1));
w_o3=0.622*(P_o3/(Pa-P_o3)); %%%%%%%%%%COMO SE CALCULA LA HUMEDAD RELATIVA A LA ✓
SALIDA????????????????????

w_m3=(w_i3+w_o3)/2;

%Calculamos las condiciones de salida del aire.
ma_i3=m_a3(k,1)*(1+w_i3);
ma_o3=m_a3(k,1)*(1+w_o3);
ma_m3=m_a3(k,1)*(1+w_m3);

rhoa_i3=((P*Ma*Pa)/(Rg*Ta_i(k)))*(1-(w_i3/(0.622+w_i3)));
rhoa_o3=((P*Ma*Pa)/(Rg*Ta_o3(k,1)))*(1-(w_o3/(0.622+w_o3)));

rho_i3=rhoa_i3*(1+w_i3);
rho_o3=rhoa_o3*(1+w_o3);
rho_m3=2/((1/rho_i3)+(1/rho_o3));

%Comprobacion de la masa de aire
m_eva3=m_a3(k,1)*(w_o3-w_i3);
Tagua_red=279;

m_a3_o=(m_refri*h_cf_refri)/( i_o3(k,1)-i_i3);
error_a=m_a3_o-m_a3(k,1);

%Presentacion de los resultados por display.
disp(['GASTO AIRE_ iter= ' num2str(m_a3_o), ' ENTALPIA SALIDA= ' num2str(i_o3(k,1), '%.3f'), ' MASA ✓
DE REFRIGERANTE= ' num2str(m_refri, '%.3f')]);

end

%Presentacion de los resultados por display.
disp(['GASTO AIRE= ' num2str(m_a3(k,1))]);
disp(['HORA = ' int2str(k)]);

```

%Calculo de masa evaporada y calores

porcenta_mevap=100*(m_eva3/m_w3);

Q_transfvapor3=m_eva3*2250e3;

%Como podemos ver la energía transferida que refrigera el aire es muy
%pequeña en comparacion con la que se lleva el agua.

%La carga que el sistema consigue evacuar sera igual al balance de energia que se lleva

%el aire, que arrastra el agua, que se evapora, que se purga y que se

%introduce con la reposicion.

Q_ext_sistema3=m_refri*h_cf_refri;

N_sistemasr3=Q_sistema/Q_ext_sistema3;

N_sistemas3=ceil(N_sistemasr3);

%Perdida de carga en el eliminador de gotas.

K_de3=8;

IncP_de3=((ma_o3^2)*K_de3)/(2*rho_o3*(S_torre_3^2));

%Perdida de carga en las estructuras y soportes.

K_estruct3=2.5;

IncP_estruct3=((ma_i3^2)*K_estruct3)/(2*rho_i3*(S_torre_3^2));

%Perdidas a la salida

K_recupe3=1.8;

IncP_recupe3=((ma_o3^2)* K_recupe3)/(2*rho_o3*((A_s3*N_fan3)^2));

%Calculamos la perdida de carga que debemos de vencer.

Inc_P3=IncP_de3+IncP_estruct3+IncP_recupe3;

%Para calcular las revoluciones por minutos a las que gira el fan bajo

%estas condiciones debemos iterar.

Inc_P_r3=0;

N_f3f=60;

iter3=0;

errorN3=1;

while(N_f3f~=N_f33(k,1))&&(abs(errorN3)>1e-10)

N_f33(k,1)=N_f3f;

iter3=iter3+1;

%Calculamos el caudal de aire a la salida;

V_o3= ma_o3/(rho_o3*N_fan3);

%ahora calculamos el caudal de referencia;

V_r33(k,1)=V_o3*(N_r3/N_f33(k,1));

Inc_P_r3=300-(1e-4*(V_r33(k,1)^2));

%Iteración de las vueltas a las que gira el fan.

N_f3f=sqrt((Inc_P3*rho_r3)/(rho_o3*Inc_P_r3))*N_r3;


```

errorN3=N_f33(k,1)-N_f3f;

end

%Presentacion de los resultados por display.
disp(['iter = ' int2str(iter3), 'Vueltas = ' num2str(N_f3f)]);

%Calculamos la potencia de nuestro fan;
Pot_r3=0.75e4-(1e2*V_r33(k,1))+(1e-1*(V_r33(k,1)^2));
Pot33(k,1)=((N_f33(k,1)/N_r3)^3)*Pot_r3*((rho_o3*1.33)/rho_r3);

%Calculo del rendimiento del sistema.
rend_r3(k,1)=(V_r33(k,1)*Inc_P_r3)/Pot_r3;
N_f33(k,1)=N_f33(k,1)*1.38;

%Calculo del rendimiento con paremtrso propios del sistema
rend_33(k,1)=(V_o3*Inc_P3*0.985)/Pot33(k,1);%%%%%%%%%%%%
V_r33(k,1)=V_r33(k,1)*1.0185;

%Presentacion de los resultados por display.
disp(['caudal = ' num2str(V_r33(k,1)), 'Incremento de P = ' num2str(Inc_P3), 'potencia = ' num2str(
Pot33(k,1))  ]);

%Calculamos el ruido que genera el fan de nuestras torres.
Lw33(k,1)=(Lw_r+(50*log10(N_f33(k,1)/N_r3))*0.92;

%Análisis de agua en el ciclo auxiliar de refrigeracion.
%Calculamos la potencia que consume nuestra bomba.
H3=2.5;
Cond_cobre=15e-6;
K_ensucia=0.003;
D_tubo3=0.04;
L_tubo3=1.2+1.2+H3;
Rendi_bomba=0.85;
K_e=1.2;
K_s=2;
K_c=0.8;
V_b3=(4*m_w3)/(pi*(D_tubo3^2)*rho_agua);

%El reynold es muy alto por lo que podemos considerar flujo turbulento.
land_b3=0.25/(-log10(((Cond_cobre+K_ensucia)/D_tubo3)/3.71));

%La altura de la bomba
Hb3=(0.5*((V_b3^2)/g)*((land_b3/D_tubo3)+(4*K_c)+K_e+K_s+1))+H3;

%Potencia y energía consumida por la bomba.
W_b3(k,1)=((g*Hb3*m_w3)/Rendi_bomba)*N_sistemas3;

```

```
end
```

```
figure (1)
plot (1:maxiter,N_fr,'p-r', 1:maxiter,N_f23,'s--b',1:maxiter,N_f33,'p-g' );
grid on
hold off
box on
title('Revoluciones del ventilador, GIRONA')
xlabel('HORA')
ylabel('Vueltas(rpm)')
legend('Torre de Refrigeración', 'Aircooled ','Condensador Evaporativo')
```

```
figure (2)
plot ( 1:maxiter,Pot,'p-r', 1:maxiter,Pot23,'s--b', 1:maxiter,Pot33,'p-g');
grid on
hold off
box on
title('Potencia del ventilador, GIRONA')
xlabel('HORA')
ylabel('Potencia (W)')
legend('Torre de Refrigeración', 'Aircooled ','Condensador Evaporativo')
```

```
figure (3)
plot (1:maxiter,rend,'p-r', 1:maxiter,rend_23,'s--b', 1:maxiter,rend_33,'p-g' );
grid on
hold off
box on
title('Rendimientos del ventilador, GIRONA')
xlabel('HORA')
ylabel('Rendimientos')
legend('Torre de Refrigeración', 'Aircooled ','Condensador Evaporativo')
```

```
figure (4)
plot (1:maxiter,V_r,'p-r', 1:maxiter,V_r23,'s--b', 1:maxiter,V_r33,'p-g');
grid on
hold off
box on
title('Caudal de aire, GIRONA')
xlabel('HORA')
ylabel('Caudal (m^3/s)')
legend('Torre de Refrigeración', 'Aircooled ','Condensador Evaporativo')
```

```
figure (5)
plot (1:maxiter,Lw,'p-r', 1:maxiter, Lw_23,'s--b', 1:maxiter,Lw33,'p-g');
grid on
hold off
box on
```

```
title('Nivel Sonoro, GIRONA')  
xlabel('HORA')  
ylabel('Nivel Sonoro (db)')  
legend('Torre de Refrigeración', 'Aircooled ', 'Condensador Evaporativo')
```

10.2. Documentación de equipos técnicos.

En este anexo se presentan las hojas de características técnicas que aportan los fabricantes de los principales equipos de los sistemas de condensación utilizados en el presente proyecto para el diseño de las simulaciones.

10.2.1. Aircooled.



CONDENSADORES REMOTOS ENFRIADOS POR AIRE

Condensadores con tubos $\varnothing = 3/8"$, separación de aletas 2,1 mm. nivel sonoro medio.

MODELO	CAPACIDAD DT ^a 15°C (°) Kcal/h	SUPERF. INTERCAM. m2	DIMENSIONES					VENTILADORES		CONEXIONES		NIVEL SONORO dB a 5 m	PESO APROX. Kg.	
			A mm	B mm	C mm	D mm	E mm	N°	TIPO Ver cuadro Ventiladores	CAUDAL AIRE m3/Hr	Ø ENT. Pulg.			Ø SAL. Pulg.
CA3-502-129 D - H (V)	44.409	128,7	1.530	1.460	720	390	1.400	2	500/50/4000	15.600	1x 1 3/8"	1x 1 1/8"	53	88
CA3-503-193 D - H (V)	66.614	193,1	2.230	2.160	720	390	1.050	3	500/50/4000	23.400	1x 1 3/8"	1x 1 1/8"	55	131
CA3-504-257 D - H (V)	88.818	257,4	2.930	2.860	720	390	1.400	4	500/50/4000	31.200	1x 1 5/8"	1x 1 3/8"	55	174
CA3-505-322 D - H (V)	111.023	321,8	3.630	3.560	720	390	1.400	5	500/50/4000	39.000	1x 1 5/8"	1x 1 3/8"	56	217
CA3-506-386 D - V (H)	133.228	386,2	2.230	2.160	1.420	390	1.400	6	500/50/4000	46.800	1x 2 1/8"	1x 1 5/8"	56	251
CA3-508-515 D - V (H)	177.637	514,9	2.930	2.860	1.420	390	1.400	8	500/50/4000	62.400	1x 2 1/8"	1x 1 5/8"	57	333
CA3-632-168 D - H (V)	58.004	168,1	1.730	1.660	820	440	1.600	2	630/50/4000	15.200	1x 1 3/8"	1x 1 1/8"	55	112
CA3-633-252 D - H (V)	87.006	252,2	2.530	2.460	820	440	1.200	3	630/50/4000	22.800	1x 1 5/8"	1x 1 3/8"	57	167
CA3-634-336 D - H (V)	116.008	336,3	3.330	3.260	820	440	1.600	4	630/50/4000	30.400	1x 1 5/8"	1x 1 3/8"	58	221
CA3-635-420 D - H (V)	145.010	420,3	4.130	4.060	820	440	1.600	5	630/50/4000	38.000	1x 1 5/8"	1x 1 3/8"	59	276
CA3-636-504 D - V (H)	174.012	504,4	2.530	2.460	1.620	440	1.600	6	630/50/4000	45.600	1x 2 1/8"	1x 1 5/8"	60	319
CA3-638-673 D - V (H)	232.015	672,5	3.330	3.260	1.620	440	1.600	8	630/50/4000	60.800	1x 2 1/8"	1x 1 5/8"	61	424
CA3-6310-788 D - V (H)	271.893	788,1	3.880	3.810	1.620	440	1.500	10	630/50/4000	76.000	2x 2 1/8"	2x 1 5/8"	63	502
CA3-6310-841 D - V (H)	290.019	840,6	4.130	4.060	1.620	440	1.600	10	630/50/4000	76.000	2x 2 1/8"	2x 1 5/8"	63	528
CA3-6312-946 D - V (H)	326.272	945,7	4.630	4.560	1.620	440	1.500	12	630/50/4000	91.200	2x 2 1/8"	2x 1 5/8"	63	601
CA3-6312-1009 D - V (H)	348.023	1.008,8	4.930	4.860	1.620	440	1.600	12	630/50/4000	91.200	2x 2 1/8"	2x 1 5/8"	63	633
CA3-802-318 D - H (V)	109.664	317,9	2.330	2.260	1.120	440	2.200	2	800/50/4000	39.600	1x 1 5/8"	1x 1 3/8"	59	208
CA3-803-477 D - H (V)	164.495	476,8	3.430	3.360	1.120	440	1.650	3	800/50/4000	59.400	1x 2 1/8"	1x 1 5/8"	61	310
CA3-804-636 D - H (V)	219.327	635,7	4.530	4.460	1.120	440	2.200	4	800/50/4000	79.200	1x 2 1/8"	1x 1 5/8"	62	412
CA3-805-795 D - H (V)	274.159	794,7	5.630	5.560	1.120	440	2.200	5	800/50/4000	99.000	1x 2 1/8"	1x 1 5/8"	63	514
CA3-806-954 D - V (H)	328.991	953,6	3.430	3.360	2.220	440	2.200	6	800/50/4000	118.800	2x 2 1/8"	2x 1 5/8"	64	600
CA3-808-1271 D - V (H)	438.654	1.271,5	4.530	4.460	2.220	440	2.200	8	800/50/4000	158.400	2x 2 1/8"	2x 1 5/8"	65	798
CA3-8010-1445 D - V (H)	498.471	1.444,8	5.130	5.060	2.220	440	2.000	10	800/50/4000	198.000	2x 2 5/8"	2x 2 1/8"	67	924
CA3-8010-1589 D - V (H)	548.318	1.589,3	5.630	5.560	2.220	440	2.200	10	800/50/4000	198.000	2x 2 5/8"	2x 2 1/8"	67	995
CA3-8012-1734 D - V (H)	598.165	1.733,8	6.130	6.060	2.220	440	2.000	12	800/50/4000	237.600	2x 2 5/8"	2x 2 1/8"	67	1.107
CA3-8012-1907 D - V (H)	657.981	1.907,2	6.730	6.660	2.220	440	2.200	12	800/50/4000	237.600	2x 2 5/8"	2x 2 1/8"	67	1.193

* La capacidad nominal se calculó en condiciones de 25°C temperatura aire ambiente y 40 °C temperatura de condensación, (R-22).
Para otras condiciones de trabajo ver las tablas al dorso y los factores de corrección indicados en el modo de selección.

** Todos los modelos se pueden solicitar con tiro de aire horizontal (H) o vertical (V). En la nomenclatura de las tablas la letra V o H sin paréntesis indica la fabricación estándar o por defecto.

EDICIÓN DEL 03-10-2011

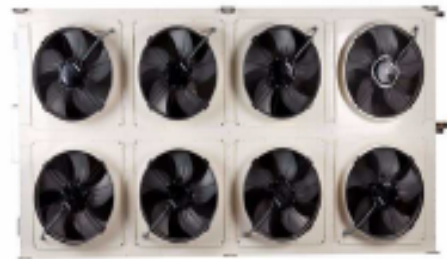
CUADRO DE RENDIMIENTO DE CONDENSADORES PARA DISTINTAS CONDICIONES DE TRABAJO

Modelo	Rendimiento de cada modelo con diferentes DT*(Kcal/h) (*)							
	DT=8	DT=9	DT=10	DT=11	DT=12	DT=13	DT=14	DT=15
CA3-502-120 D - H (V)	25.744	28.063	32.181	35.300	37.844	40.181	42.350	44.400
CA3-503-193 D - H (V)	38.617	43.444	48.271	53.098	56.767	60.242	63.524	66.614
CA3-504-257 D - H (V)	51.480	57.925	64.361	70.797	75.680	80.323	84.600	88.618
CA3-505-322 D - H (V)	64.361	72.408	80.451	88.497	94.611	100.403	105.874	111.023
CA3-506-386 D - V (H)	77.233	86.888	96.542	106.196	113.533	120.484	127.040	133.228
CA3-508-515 D - V (H)	102.078	115.850	128.722	141.595	151.377	160.648	169.390	177.637
CA3-632-168 D - H (V)	33.625	37.829	42.032	46.235	49.420	52.456	55.314	58.004
CA3-633-252 D - H (V)	50.438	56.743	63.048	69.352	74.144	78.684	82.971	87.006
CA3-634-338 D - H (V)	67.251	75.657	84.064	92.470	98.850	104.911	110.628	116.008
CA3-635-420 D - H (V)	84.064	94.572	105.079	115.587	123.573	131.130	138.285	145.010
CA3-636-504 D - V (H)	100.876	113.486	126.095	138.705	148.288	157.367	165.942	174.012
CA3-638-673 D - V (H)	134.502	151.314	168.127	184.940	197.718	209.823	221.255	232.015
CA3-6310-788 D - V (H)	157.619	177.322	197.024	216.726	231.700	245.886	259.284	271.803
CA3-6310-841 D - V (H)	168.127	189.143	210.159	231.175	247.147	262.278	276.560	290.019
CA3-6312-946 D - V (H)	189.143	212.786	236.429	260.072	278.040	295.063	311.140	326.272
CA3-6312-1000 D - V (H)	201.753	228.972	252.191	277.410	296.576	314.734	331.883	348.023
CA3-802-318 D - H (V)	63.573	71.520	79.466	87.413	93.452	99.174	104.578	109.664
CA3-803-477 D - H (V)	95.980	107.280	119.200	131.119	140.179	148.781	156.867	164.485
CA3-804-636 D - H (V)	127.146	143.030	158.933	174.826	186.905	198.348	209.155	219.327
CA3-805-795 D - H (V)	158.933	178.790	198.666	218.532	233.631	247.035	261.444	274.150
CA3-806-954 D - V (H)	190.719	214.550	238.390	262.230	280.357	297.522	313.733	328.901
CA3-806-1271 D - V (H)	254.202	288.070	317.865	349.652	373.810	398.606	418.311	438.654
CA3-8010-1445 D - V (H)	288.060	325.090	361.211	397.332	424.784	450.791	475.353	498.471
CA3-8010-1580 D - V (H)	317.865	357.590	397.332	437.065	467.262	495.870	522.880	548.318
CA3-8012-1734 D - V (H)	348.782	390.108	433.453	476.798	509.741	540.940	570.424	598.165
CA3-8012-1907 D - V (H)	381.430	429.118	476.798	524.478	560.715	595.044	627.486	657.981

* Los rendimientos indicados se determinaron para T° aire ambiente de 25°C, refrigerante R-22 y trabajo al nivel del mar.
El valor DT corresponde a la diferencia entre la temperatura de condensación y la temperatura de entrada de aire

Para otras condiciones de trabajo se debe ponderar el calor a disipar por los factores de corrección según tipo de refrigerante, temperatura del aire y altitud, como se indica en el modo de selección del presente catálogo.

CUADRO DE VENTILADORES				
TIPO	FRECUENCIA	DATOS MOTOR	DIAMETRO mm	SUMINISTRO
500/50400D	50 Hz	400V/1.65A/630W/1330RPM/D	500	ESTANDAR
500/60440D	60 Hz	480V/1.85A/1200W/1570RPM/D	500	ESTANDAR
500/60230D	60 Hz	230V/3.22A/1215W/1570RPM/D	500	A PEDIDO
630/50400D	50 Hz	400V/1.25A/580W/900RPM/D	630	ESTANDAR
630/60440D	60 Hz	480V/1.4A/820W/1050RPM/D	630	ESTANDAR
630/60230D	60 Hz	230V/2.6A/850W/1080RPM/D	630	A PEDIDO
800/50400D	50 Hz	400V/3.38A/1500W/880RPM/D	800	ESTANDAR
800/60440D	60 Hz	230V/5.98A/2160W/1085RPM/D	800	A PEDIDO
800/60230D	60 Hz	230V/5.98A/2160W/1085RPM/D	800	A PEDIDO



CONDENSADORES REMOTOS ENFRIADOS POR AIRE AHORRO DE ENERGÍA

Condensadores con tubos $\varnothing = 3/8"$, separación de aletas 2,1 mm.

Control de velocidad en ventiladores.

Condensación a presión constante.

Nivel sonoro muy bajo.

Consumo de energía muy bajo.

MODELO	CAPACIDAD DT* 15°C (°) Kcal/h	SUPERF. INTERCAM. m2	DIMENSIONES					VENTILADORES			CONEXIONES		NIVEL SONORO MAX. RPM dB a 5 m	PESO APROX. Kg.
			A mm	B mm	C mm	D mm	E mm	N*	TIPO Ver cuadro Ventiladores	CAUDAL AIRE m3/h*	Ø ENT. Pulg.	Ø SAL. Pulg.		
CA3 EO-632-201 -H (V)	69.333	201,0	1.830	1.760	920	440	1.700	2	8000C/850-60400	24.400	1x 1 3/8"	1x 1 1/8"	MAX. 49	168
CA3 EO-633-301 -H (V)	103.999	301,4	2.680	2.610	920	440	1.275	3	8000C/850-60400	36.600	1x 1 5/8"	1x 1 3/8"	MAX. 51	251
CA3 EO-634-402 -H (V)	138.666	401,9	3.530	3.460	920	440	1.700	4	8000C/850-60400	48.800	1x 1 5/8"	1x 1 3/8"	MAX. 52	333
CA3 EO-635-502 -H (V)	173.332	502,4	4.380	4.310	920	440	1.700	5	8000C/850-60400	61.000	1x 1 5/8"	1x 1 3/8"	MAX. 53	416
CA3 EO-636-603 -V (H)	207.998	602,9	2.680	2.610	1.820	440	1.700	6	8000C/850-60400	73.200	1x 2 1/8"	1x 1 5/8"	MAX. 54	486
CA3 EO-638-804 -V (H)	277.331	803,9	3.530	3.460	1.820	440	1.700	8	8000C/850-60400	97.600	1x 2 1/8"	1x 1 5/8"	MAX. 55	646
CA3 EO-6310-1005 -V (H)	346.664	1.004,8	4.380	4.310	1.820	440	1.700	10	8000C/850-60400	122.000	2x 2 1/8"	2x 1 5/8"	MAX. 55	806
CA3 EO-6310-1123 -V (H)	387.448	1.123,0	4.880	4.810	1.820	440	1.900	10	8000C/850-60400	122.000	2x 2 1/8"	2x 1 5/8"	MAX. 57	864
CA3 EO-6312-1206 -V (H)	415.997	1.205,8	5.230	5.160	1.820	440	1.700	12	8000C/850-60400	146.400	2x 2 1/8"	2x 1 5/8"	MAX. 57	966
CA3 EO-6312-1348 -V (H)	464.937	1.347,6	5.830	5.760	1.820	440	1.900	12	8000C/850-60400	146.400	2x 2 1/8"	2x 1 5/8"	MAX. 57	1.036
CA3 EO-802-318 -H (V)	109.664	317,9	2.330	2.260	1.120	440	2.200	2	8000C/850-60400	41.200	1x 1 5/8"	1x 1 3/8"	MAX. 0	220
CA3 EO-803-477 -H (V)	164.495	476,8	3.430	3.360	1.120	440	1.650	3	8000C/850-60400	61.800	1x 2 1/8"	1x 1 5/8"	MAX. 51	328
CA3 EO-804-636 -H (V)	219.327	636,7	4.530	4.460	1.120	440	2.200	4	8000C/850-60400	82.400	1x 2 1/8"	1x 1 5/8"	MAX. 53	436
CA3 EO-805-795 -H (V)	274.159	794,7	5.630	5.560	1.120	440	2.200	5	8000C/850-60400	103.000	1x 2 1/8"	1x 1 5/8"	MAX. 54	544
CA3 EO-806-954 -V (H)	328.991	953,6	3.430	3.360	2.220	440	2.200	6	8000C/850-60400	123.600	2x 2 1/8"	2x 1 5/8"	MAX. 55	636
CA3 EO-808-1271 -V (H)	438.654	1.271,5	4.530	4.460	2.220	440	2.200	8	8000C/850-60400	164.800	2x 2 1/8"	2x 1 5/8"	MAX. 56	846
CA3 EO-8010-1445 -V (H)	498.471	1.444,8	5.130	5.060	2.220	440	2.000	10	8000C/850-60400	206.000	2x 2 5/8"	2x 2 1/8"	MAX. 57	984
CA3 EO-8010-1589 -V (H)	548.318	1.589,3	5.630	5.560	2.220	440	2.200	10	8000C/850-60400	206.000	2x 2 5/8"	2x 2 1/8"	MAX. 59	1.055
CA3 EO-8012-1734 -V (H)	598.165	1.733,8	6.130	6.060	2.220	440	2.000	12	8000C/850-60400	247.200	2x 2 5/8"	2x 2 1/8"	MAX. 59	1.179
CA3 EO-8012-1907 -V (H)	657.981	1.907,2	6.730	6.660	2.220	440	2.200	12	8000C/850-60400	247.200	2x 2 5/8"	2x 2 1/8"	MAX. 59	1.265

* La capacidad nominal se calculó en condiciones de 25°C temperatura aire ambiente y 40 °C temperatura de condensación, (R-22).

Para otras condiciones de trabajo ver las tablas al dorso y los factores de corrección indicados en el modo de selección.

** Todos los modelos se pueden solicitar con tiro de aire horizontal [H] o vertical [V]. En la nomenclatura de las tablas la letra V o H sin paréntesis indica la fabricación estándar o por defecto.

CUADRO DE RENDIMIENTO DE CONDENSADORES PARA DISTINTAS CONDICIONES DE TRABAJO

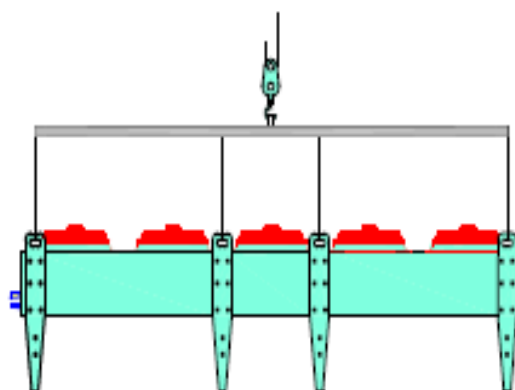
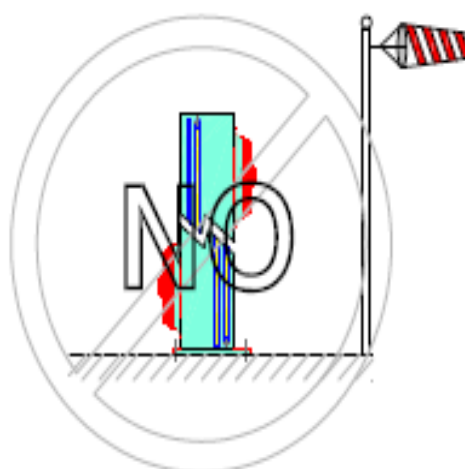
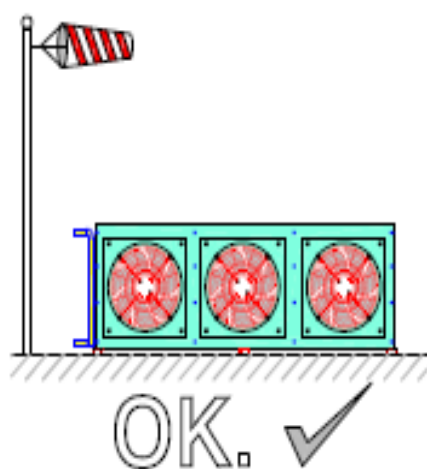
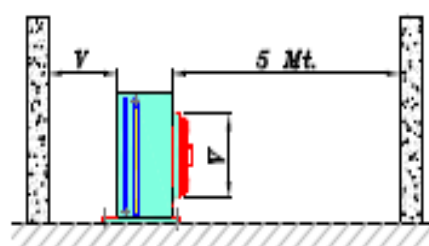
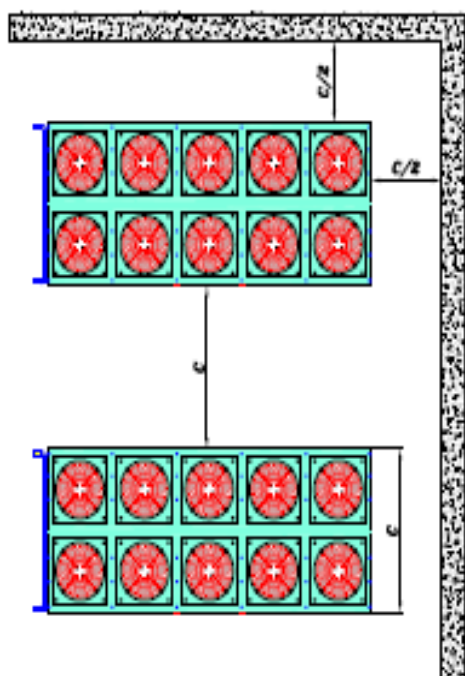
Modelo	Rendimiento máximo de cada modelo con diferentes DT*(K.coil/h) (°) [a máxima rpm]							
	DT=8	DT=9	DT=10	DT=11	DT=12	DT=13	DT=14	DT=15
CA3 EC-833-301 -H (V)	40.193	45.217	50.241	55.265	59.084	62.701	66.117	69.333
CA3 EC-833-301 -H (V)	60.289	67.828	75.362	82.898	88.825	94.051	99.178	103.999
CA3 EC-834-402 -H (V)	80.388	90.434	100.482	110.530	118.187	125.402	132.235	138.688
CA3 EC-835-502 -H (V)	100.482	113.043	125.603	138.163	147.709	156.752	165.293	173.332
CA3 EC-836-603 -V (H)	120.579	135.651	150.723	165.798	177.251	188.103	198.352	207.998
CA3 EC-838-804 -V (H)	160.772	180.888	200.964	221.081	238.334	250.804	264.460	277.331
CA3 EC-8310-1005 -V (H)	200.964	228.085	251.208	278.328	295.418	313.505	330.587	348.664
CA3 EC-8310-1123 -V (H)	224.807	252.883	280.759	308.835	330.173	350.388	369.479	387.448
CA3 EC-8312-1208 -V (H)	241.157	271.302	301.447	331.591	354.501	378.208	398.704	415.997
CA3 EC-8312-1348 -V (H)	269.529	303.220	336.911	370.602	398.207	420.485	443.375	464.937
CA3 EC-803-318 -H (V)	63.573	71.520	79.468	87.413	93.482	99.174	104.578	109.684
CA3 EC-803-477 -H (V)	95.380	107.280	119.200	131.119	140.179	148.781	156.887	164.495
CA3 EC-804-638 -H (V)	127.148	143.039	158.933	174.828	188.905	198.348	209.155	219.327
CA3 EC-805-795 -H (V)	158.933	178.799	198.666	218.532	233.831	247.935	261.444	274.159
CA3 EC-808-954 -V (H)	190.719	214.559	238.399	262.239	280.357	297.522	313.733	328.991
CA3 EC-808-1271 -V (H)	254.202	288.079	317.885	348.652	373.810	398.698	418.311	438.654
CA3 EC-8010-1445 -V (H)	288.980	325.090	361.211	397.332	424.784	450.791	475.353	498.471
CA3 EC-8010-1580 -V (H)	317.885	357.599	397.332	437.065	467.282	495.870	522.889	548.318
CA3 EC-8012-1734 -V (H)	348.782	390.108	433.453	478.798	509.741	540.049	570.424	598.165
CA3 EC-8012-1907 -V (H)	381.439	429.118	478.798	524.478	560.715	595.044	627.488	657.981

* Los rendimientos indicados se determinaron para T° aire ambiente de 25°C, refrigerante R-22 y trabajo al nivel del mar.
El valor DT corresponde a la diferencia entre la temperatura de condensación y la temperatura de entrada de aire

Para otras condiciones de trabajo se debe ponderar el calor a disipar por los factores de corrección según tipo de refrigerante, temperatura del aire y altitud, como se indica en el modo de selección del presente catálogo.

CUADRO DE VENTILADORES PARA AHORRO DE ENERGÍA				
TIPO	FRECUENCIA	DATOS MOTOR EC	DIAMETRO	SUMINISTRO
		MOTOR DE VELOCIDAD Y CONSUMO VARIABLE		
630 EC	50-60 Hz	380-440 V // 1000 rpm (máx. rotación)	630	ESTANDAR
800 EC	50-60 Hz	380-440 V // 1000 rpm (máx. rotación)	800	ESTANDAR
630 EC	50-60 Hz	220 V // 1000 rpm (máx. rotación)	630	A PEDIDO
800 EC	50-60 Hz	220 V // 1000 rpm (máx. rotación)	800	A PEDIDO

Recomendaciones de Montaje

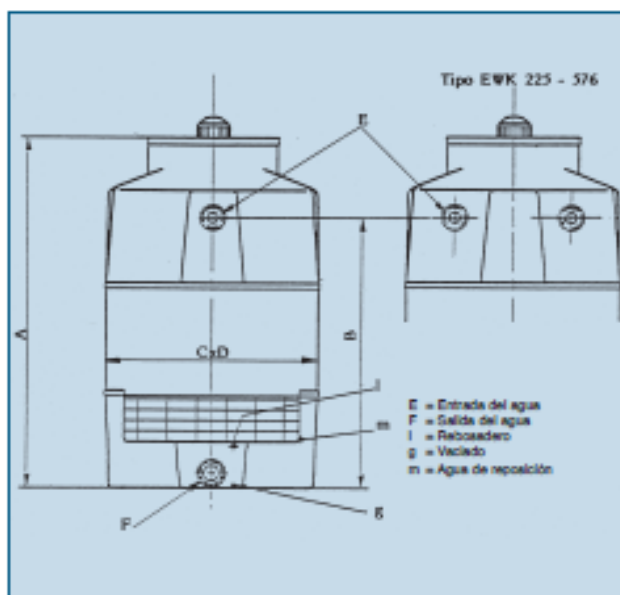


10.2.2. Torre de refrigeración.**Componentes de la torre**

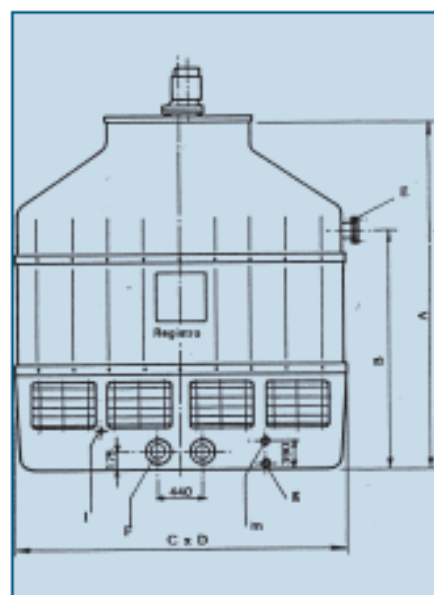
- Carcasa compacta fabricada en poliéster reforzado con fibra de vidrio, con refuerzos embutidos dentro del poliéster. Este material es altamente resistente a todos los ambientes agresivos, así como a temperaturas extremas.
- Cuerpos intercambiadores (relleno), fabricados en Polipropileno/PVC, muy resistentes a todo tipo de aguas ácidas y contaminadas de aceites. En el caso del Polipropileno es, asimismo, respetuoso con el medio ambiente y resistente a las altas temperaturas (80°C). Este relleno es del tipo de canal ondulado y cruzado.
- Puerta de acceso al interior de la torre para inspección y sustitución de los internos.
- El separador de gotas está fabricado en Polipropileno/PVC, con un diseño especial que impide el arrastre de agua al exterior de la torre, por la acción del ventilador.
- El sistema distribuidor de agua, está formado por uno o varios tubos de Polipropileno, con pulverizadores de agua fabricados en ABS, con unos pasos para el agua suficientemente dimensionados para evitar la obstrucción por acumulación de sedimentos.
- Los ventiladores helicoidales están fabricados en materiales ligeros resistentes a la corrosión. Son de bajo nivel sonoro y están equilibrados estática y dinámicamente. El ángulo de ataque de las palas es regulable en parado.



Torres tipo EWK 036 ÷ 576 y EWK 680 ÷ 900



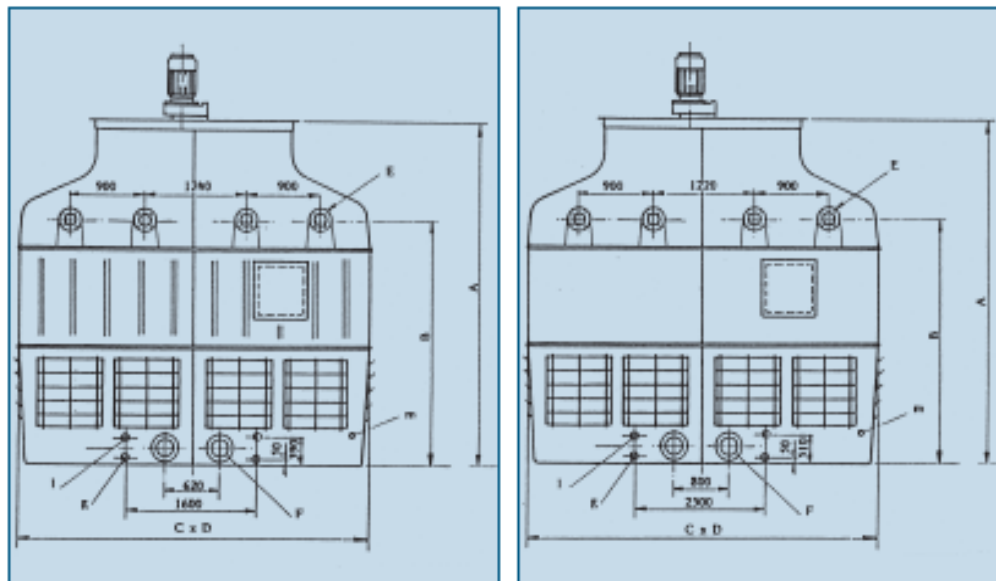
EWK 036 ÷ 576



EWK 680 ÷ 900

NOTA: EWK sigue una política de continuos avances en el desarrollo de modelos. Por esta razón las especificaciones están sujetas a cambios sin previo aviso.

Torre tipo	Potencia en KW con t.h. = 24°C		Peso en		Potencia Motor KW	Dimensiones (mm)					
	35/30°C	40/30°C	Servicio Kg	Vacío Kg		A	B	C	D	E	F
EWK 036/03	34	48	145	53	0,33	1310	1035	610	610	R 1"	R 2"
EWK 036/06	46	70	155	59	0,33	1590	1335	610	610	R 1"	R 2"
EWK 064/03	69	95	240	100	0,55	1740	1470	812	812	R 1 1/4"	R 2 1/2"
EWK 064/06	93	125	270	115	0,55	1740	1470	812	812	R 1 1/4"	R 2 1/2"
EWK 064/09	103	145	295	130	0,55	2020	1770	812	812	R 1 1/4"	R 2 1/2"
EWK 100/03	128	171	420	160	1,0	2320	2020	1020	1020	R 2 1/2"	DN 100
EWK 100/06	157	218	430	170	1,0	2320	2020	1020	1020	R 2 1/2"	DN 100
EWK 100/09	174	256	450	200	1,0	2320	2020	1020	1020	R 2 1/2"	DN 100
EWK 144/03	185	-	755	250	2,2	2320	1775	1220	1220	DN 100	DN 100
EWK 144/06	234	314	800	290	2,2	2320	1775	1220	1220	DN 100	DN 100
EWK 144/09	260	372	855	315	2,2	2620	2075	1220	1220	DN 100	DN 100
EWK 225/03	290	-	1250	390	3	2360	1738	1534	1534	DN 100	DN 125
EWK 225/06	360	430	1365	440	3	2360	1738	1534	1534	DN 100	DN 125
EWK 225/09	407	558	1445	485	3	2660	2038	1534	1534	DN 100	DN 125
EWK 324/03	420	-	1680	530	4,0	2590	1908	1825	1825	DN 100	DN 125
EWK 324/06	523	697	1810	600	4,0	2590	1908	1825	1825	DN 100	DN 125
EWK 324/09	581	814	1925	660	4	2690	2208	1825	1825	DN 100	DN 125




EWK 1260

EWK 1800

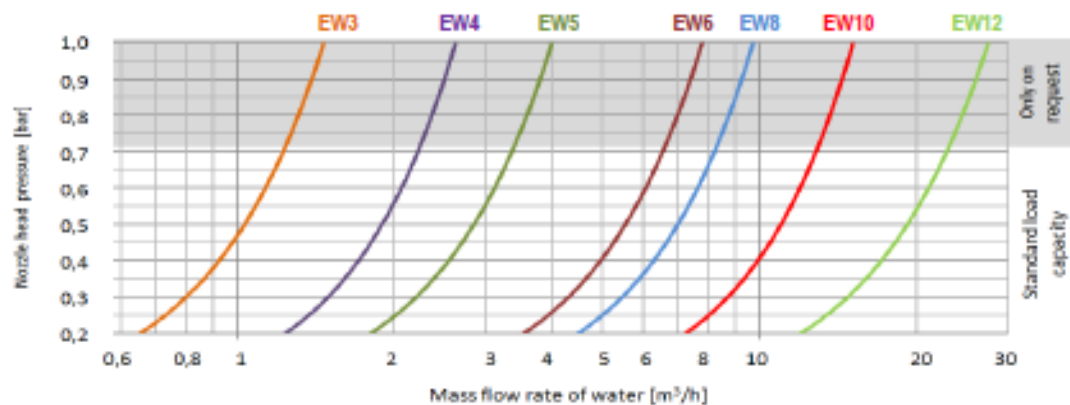
Torres tipo EWK 1260 y 1800

Torre tipo	Potencia en KW con th. = 24°C		Peso en		Potencia Motor KW	Dimensiones (mm)					
	35/30°C	40/30°C	Servicio Kg	Vacio Kg		A	B	C	D	E	F
EWK 441/03	598	-	2700	685	5,5	2940	1962	2140	2140	DN 100	DN 150
EWK 441/06	755	1046	2745	730	5,5	2940	1962	2140	2140	DN 100	DN 150
EWK 441/09	785	1162	2890	730	5,5	2940	2262	2140	2140	DN 100	DN 150
EWK 576/03	825	-	3130	790	7,5	3425	2800	2440	2440	DN 100	DN 200
EWK 576/06	942	1279	3180	820	7,5	3425	2800	2440	2440	DN 100	DN 200
EWK 576/09	1046	1512	3350	850	7,5	3425	2800	2440	2440	DN 100	DN 200
EWK 680/06	1112	1509	4400	1350	7,5	3620	2590	3010	2260	DN 100	DN 200
EWK 680/09	1234	1765	4700	1450	7,5	3920	2690	3010	2260	DN 100	DN 200
EWK 680/12	1356	2059	4900	1550	7,5	4220	3190	3010	2260	DN 100	DN 200
EWK 900/03	1203	1615	6200	1400	11	3680	2625	4125	2025	DN 100	DN 200
EWK 900/06	1407	1976	6300	1500	11	3680	2625	4125	2025	DN 100	DN 200
EWK 900/09	1600	2556	6400	1600	11	3680	2625	4125	2025	DN 100	DN 200
EWK 1260/03	1802	-	8600	2200	15	4060	2900	4260	3040	DN 100	DN 200
EWK 1260/06	2034	2849	8800	2300	15	4060	2900	4260	3040	DN 100	DN 200
EWK 1260/09	2192	3372	9000	2400	15	4060	2900	4260	3040	DN 100	DN 200
EWK 1800/03	2384	-	12700	3100	22	3990	2905	4100	4100	DN 100	DN 250
EWK 1800/06	2761	3721	12850	3250	22	3990	2905	4100	4100	DN 100	DN 250
EWK 1800/09	3150	4186	13000	3400	22	3990	2905	4100	4100	DN 100	DN 250

	EVALUATION OF NOZZLE HEAD PRESSURE	EWK Equipos de Refrigeración, S.A.
---	------------------------------------	--

STANDARD EQUIPMENT OF ALL COOLING TOWERS WITH SCREW NOZZLES – TYPE EW 3...12

Cooling tower serie EWK	036	064	100
NUMBER OF NOZZLES	1	1	1
Nozzle type	3...8	5...12	6...12

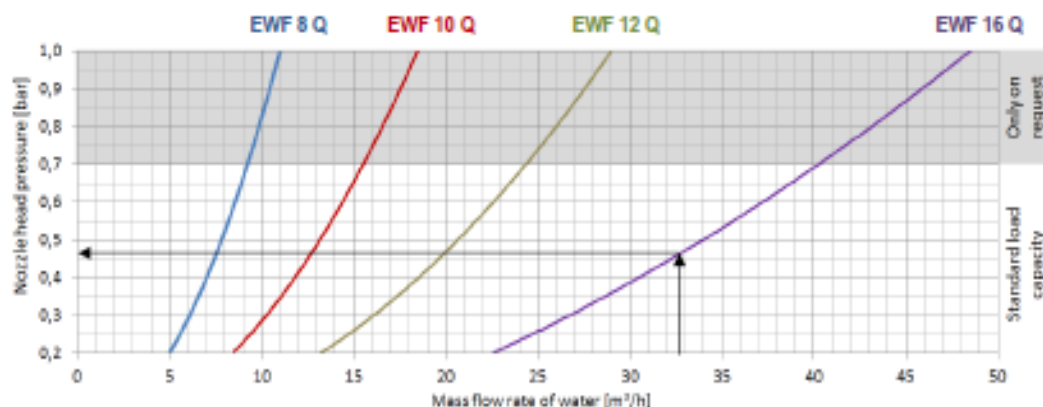


STANDARD EQUIPMENT OF ALL COOLING TOWERS WITH SPECIAL FLANGE NOZZLES TYPE EWF 8...16 Q

Cooling tower serie EWK	144	225	324	441	576	680	900	1260	1800
NUMBER OF NOZZLES	1	4	4	4	4	6	8	12	16

Cooling tower serie EWK-D	225	324	450	680	900
NUMBER OF NOZZLES	4	4	4	6	8

Cooling tower serie EWB	1730	2300	2875	3600	3460	4600	5750	7200
NUMBER OF NOZZLES	12	16	20	25	24	32	40	50



Example for selection of EWK 3460

The water flow rate m_w is $790 \text{ m}^3/\text{h}$, according the table above the number of nozzles is 24.

The throughput of each nozzle is $790/24 = 32,9 \text{ m}^3/\text{h}$, 24 nozzles of type EWF 16 Q are selected, the head pressure per nozzle $p_{\text{nozzle}} = 0,46 \text{ bar}$.

On an operating cooling tower the head pressure can be measured with a manometer.

According to the diagram above the water flow rate per each nozzle can be established.

EWK SOUND POWER LEVEL CERTIFICATE

CERTIFICADO DE NIVEL DE PRESIÓN SONORA EWK

EWK Equipos de Refrigeración, S.A.

Hereby certifies that:

Por la presente certifica que:

The sound power of the EWK models supplied by EWK Equipos de Refrigeración, S.A. depending on rain density and fan speed are the values shown on the chart below, those measurements have to be performed according to DIN 45.635 (ISO 10.302/96).

La potencia sonora de los modelos EWK suministrados por EWK Equipos de Refrigeración, S.A. en función de la densidad de lluvia y el régimen de giro del ventilador son los valores mostrados a continuación en la tabla adjunta, estas medidas deben ser tomadas según la norma DIN 45.635 (ISO 10.302/96).

In order to get the sound pressure level on different distance from the cooling tower, fill in the following parameters:

Para conseguir el nivel de presión sonora a las distintas distancias respecto de la torre de refrigeración, rellene los siguientes parámetros:

$$SPL_{Cooling\ Tower} (dB) = Lwa - 10 \log (2\pi r^2)$$

- Lwa from the chart
- Lwa obtained in the table

To add up the power level noise from the "n" cooling towers follow the next formula:

Para sumar la potencia sonora de las "n" torres de refrigeración aplicar la formula siguiente:

$$SPL_{Total} (dB) = 10 \log \left[\sum_{i=1}^n 10^{\frac{SPL_i}{10}} \right]$$

After the calculation of the power level noise from the "n" cooling towers, use the first formula to obtain the pressure level noise at a distance "r":

Una vez calculada la potencia sonora de las "n" torres de refrigeración, aplicar la primera formula para obtener la presión sonora a una distancia "r":

Model Modelo	Sound Power according to (L _{wa}) Potencia sonora en función de (L _{wa}) (Revelator (m ² /h)/VCT: Anzo (m ² /h))								
	5			15			30		
	a	b	c	a	b	c	a	b	c
EWK 010	85	79	83	80	81	82	81	85	84
EWK 094	84	78	80	80	82	82	81	85	83
EWK 100	93	87	88	94	88	89	92	91	90
EWK 184	93	87	88	94	88	89	92	91	90
EWK 225	95	89	90	96	91	91	97	93	92
EWK 324	96	90	92	96	92	92	97	93	93
EWK 441	96	90	91	97	92	93	98	95	94
EWK 576	98	92	93	98	94	94	100	96	95
EWK 680	98	92	93	98	94	94	100	96	95
EWK 900	100	94	95	100	96	96	102	98	97
EWK 1200	100	94	95	100	96	96	102	98	97
EWK 1800	98	92	94	100	95	96	101	98	97

Fan speed 100%

Velocidad del ventilador 100%

Fan speed 50%

Velocidad del ventilador 50%

Fan speed 100% with exhaust silencer

Velocidad del ventilador 100% con silenciador de escape



Javier Vaquero
Managing Director
Director General



Felipe Del Olmo
Production Manager
Director de Producción

Certificate date:
Fecha del certificado:
01.01.2013



10.2.3. Intercambiador de placas.**AC230EQ / ACH230EQ****Brazed plate heat exchanger with single refrigerant circuit**

Alfa Laval introduced its first brazed plate heat exchanger in 1977 and has since continuously developed and optimized its performance and reliability.

Brazing the stainless steel plates together eliminates the need for gaskets and thick frame plates, which makes the heat exchanger compact and saves material. The brazing material seals and holds the plates together at the contact points ensuring optimal heat transfer efficiency and pressure resistance. Using advanced design technologies and extensive verification guarantees the highest performance and longest possible service lifetime.

The AlfaChill (AC) brazed plate heat exchangers are specifically designed for heat transfer in air conditioning, refrigeration and heat pump applications.

Innovative features for this single circuit heat exchanger with diagonal flow include a patented distributor integrated in the plate design.

Typical applications

- Evaporation in chiller and heat pumps
- Condensing in chiller and heat pumps

The standard design supports a wide variety of HFC refrigerants such as R407C, R404A, R507. The high-pressure version is suitable for R410A and natural refrigerants (CO₂ - propane).

Capacity range

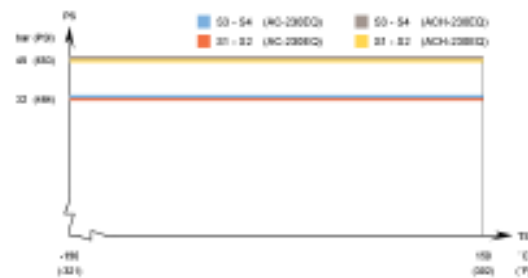
AC230EQ / ACH230EQ cover capacities from 60 kW up to 260 kW for chillers and 30 to 150kW for heat pumps. Based on standard components and a modular concept, each unit is custom-designed for each specific installation.

**Request for quotation**

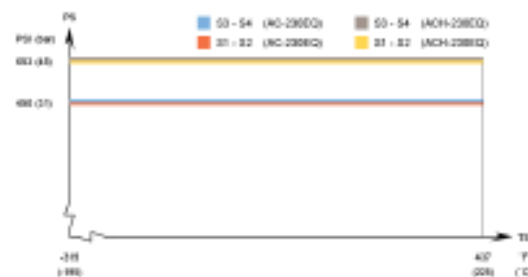
To receive a quotation for brazed plate heat exchangers that meet your requirements, please provide Alfa Laval representatives with:

- Required flow rates or heat load
- Temperature program (inlet and outlet)
- Brine and refrigerant type
- Desired working pressure
- Maximum permitted water/brine pressure drop
- Connection types

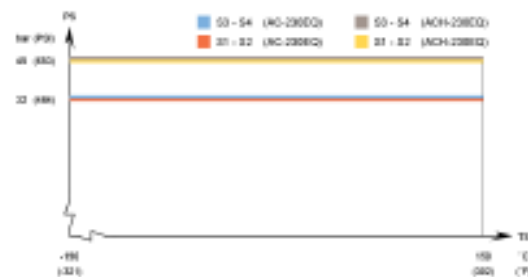
AC290EQ / ACH290EQ - PED approval pressure/temperature graph*



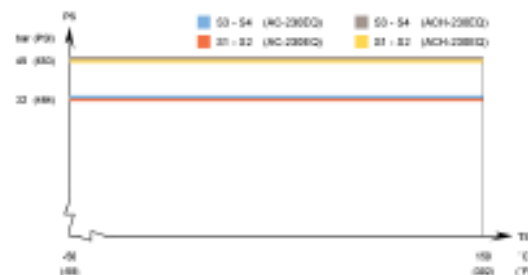
AC290EQ / ACH290EQ - UL approval pressure/temperature graph*



AC290EQ / ACH290EQ - CRN approval pressure/temperature graph*



AC290EQ / ACH290EQ - KHK and KRA approval pressure/temperature graph*



Standard dimensions and weight*

A measure mm = $13 + (2.14 * n) (+/- 2 \%)$
 A measure inch = $0.51 + (0.08 * n) (+/- 2 \%)$
 Weight** kg = $5.6 + (0.4 * n)$
 Weight** lb = $12.35 + (0.88 * n)$

(n = number of plates)

* Excluding connections

Standard data

Min. working temperature	see graph
Max. working temperature	see graph
Min. working pressure	vacuum
Max. working pressure	see graph
Volume per channel, litres (gal)	0.16 (0.04)
Max. flowrate* m ³ /h (gpm)	0.20 (0.05)
Min. nbr of plates	10
Max. nbr of plates	250

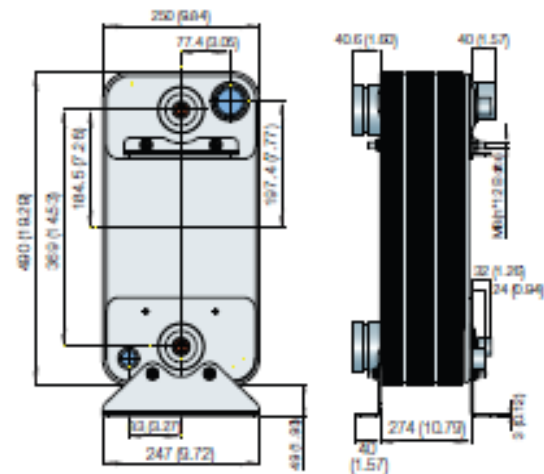
* Water at 7 m/s (23 ft/s) (connection velocity)

Standard materials

Cover plates	Stainless steel
Connections	Stainless steel
Plates	Stainless steel
Bracing filer	Copper

Standard dimensions

mm (inch)



For exact values please contact your local Alfa Laval representative

PCT00169EN 1202

Alfa Laval reserves the right to change specifications without prior notification.

How to contact Alfa Laval
 Up-to-date Alfa Laval contact details for
 all countries are always available on our
 website on www.alfalaval.com

10.2.4. Condensador evaporativo.**Principio de funcionamiento:**

El gas refrigerante se hace circular a través de los tubos de la batería. Mientras tanto el agua del circuito secundario es pulverizada sobre los tubos. Al mismo tiempo el ventilador induce una corriente de aire que pasa a través de la batería y evapora una pequeña cantidad del agua. Esta evaporación se hace a costa del calor que se sustrae del gas de la batería, refrigerando y condensando el propio gas.

En los Condensadores Evaporativos EWK se unen las excelentes prestaciones de intercambio térmico de sus baterías, con la duración ilimitada de su carcasa de poliéster, libre, por lo tanto, de toda corrosión.

Estos Condensadores se caracterizan por el bajo consumo de energía eléctrica, gracias al cuidado diseño aerodinámico de la carcasa y al gran caudal de aire de sus ventiladores. Los Condensadores Evaporativos EWK ofrecen, además, una extraordinaria facilidad para su mantenimiento.

Asimismo, en aquellos casos en que las condiciones ambientales o la dureza del agua sean muy desfavorables, las baterías de los Condensadores Evaporativos EWK permiten incluso ser extraídas, decapadas y regalvanizadas con facilidad.

EWK fabrica estos y otros equipos en su Factoría de Algete (Madrid). De esta manera está asegurada la rapidez en el recambio de piezas y servicio postventa.



EWK Equipos de Refrigeración, S.A.
Paseo de la Castellana, 163
28046 Madrid
Tel +34 91 567 57 00
Fax +34 91 567 57 86
www.ewk.es

EWK

Procedimiento

- 1.- Hallar la capacidad total de disipación de calor necesaria en el condensador.
- 2.- Determinar las condiciones de diseño del sistema:
 - Temperatura de condensación.
 - Temperatura del termómetro húmedo.
- 3.- Hallar el factor de corrección de la potencia standard, utilizando la tabla 1 cuando el refrigerante utilizado sea R 717 (Amoníaco) o bien la tabla 2 cuando se trate de R 12, 134 a, 22, 500 y 502.
- 4.- Multiplicar el factor de corrección obtenido por la cantidad hallada en el punto 1, determinando así la cantidad total de disipación corregida.
- 5.- Determinar el condensador evaporativo adecuado entrando en la tabla 3 con la cantidad obtenida en el punto 4. El condensador a seleccionar es aquel cuya capacidad standard sea igual o mayor que la capacidad de disipación corregida.

Ejemplo de selección

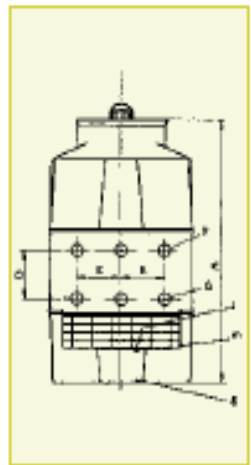
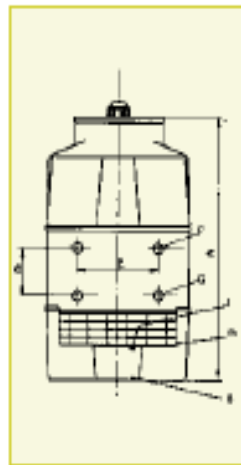
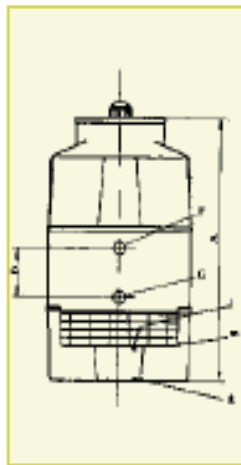
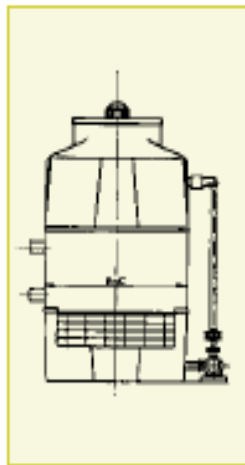
- Refrigerante R 717 (Amoníaco)
- Temperatura de condensación 35 °C
- Temperatura del termómetro húmedo 24 °C
- Capacidad de disipación necesaria total 620 KW

- 1.- Dado que el refrigerante es R 717, según la tabla 1, el factor de corrección que se obtiene es: 1,30.
- 2.- Multiplicando $620 \text{ KW} \times 1,30 = 806 \text{ KW}$
- 3.- Entrando en la tabla 3 obtenemos el modelo tipo EWK-E 441/6, que tiene una capacidad de disipación standard de 826 KW.
Por tanto, en las condiciones de diseño, este condensador dará una capacidad de $826/1,30 = 635 \text{ KW}$ ($\Delta 2,5 \%$).

Condensador Evaporativo	Disipación Standard Kw
EWK-E 144/2	102
EWK-E 144/3	140
EWK-E 144/4	166
EWK-E 225/3	228
EWK-E 225/4	292
EWK-E 225/5	380
EWK-E 324/4	423
EWK-E 324/5	503
EWK-E 441/4	558
EWK-E 441/5	681
EWK-E 441/6	826
EWK-E 576/5	857
EWK-E 576/6	1024
EWK-E 900/5	1305
EWK-E 900/6	1565
EWK-E 1260/5	2013
EWK-E 1260/6	2498
EWK-E 1800/5	2720
EWK-E 1800/6	3330

Tabla 3

Condensadores evaporativos EWK-E



EWK-E 144 a EWK-E 225

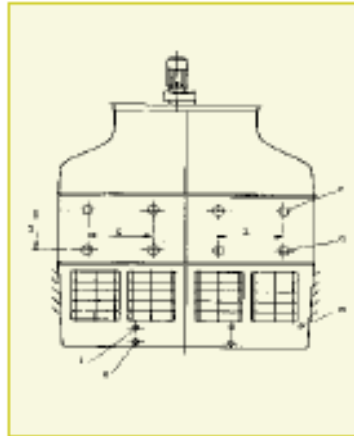
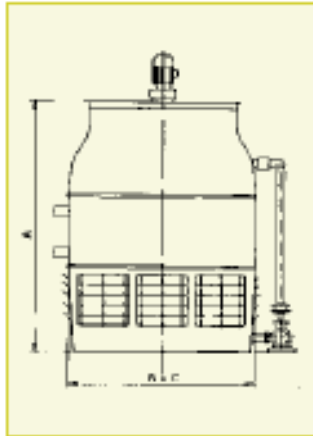
EWK-E 324 a EWK-E 576

EWK-E 900

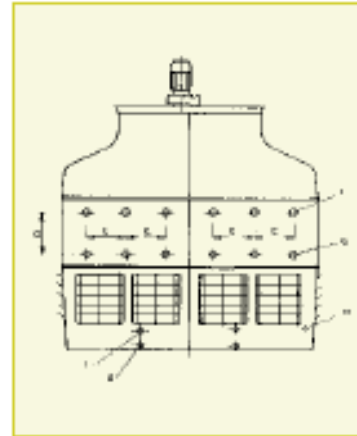
NOTA: EWK sigue una política de continuo avance en el desarrollo de modelos. Por esta razón las especificaciones están sujetas a cambios sin previo aviso.

i = Rebosadero
m = Válvula flotador
g = Vaciado

Torre tipo	Caudal de Aire (m³/s)	Ventilador Potencia Motor Kw	Caudal de Agua (l/s)	Bomba Potencia Motor Kw	Peso en Servicio (Kg)
EWK-E 144/2	5	2,2	4	0,75	1190
EWK-E 144/3	5	2,2	4	0,75	1290
EWK-E 144/4	5	2,2	5	0,75	1440
EWK-E 225/3	8	3	5	0,75	2140
EWK-E 225/4	8	3	7	0,75	2305
EWK-E 225/5	10	3	9	1,1	2535
EWK-E 324/4	10	4	9	1,1	3030
EWK-E 324/5	13	4	13	1,5	3340
EWK-E 441/4	13	5,5	13	1,5	4245
EWK-E 441/5	16	5,5	13	2,2	4600
EWK-E 441/6	20	5,5	18	2,2	5010
EWK-E 576/5	20	7,5	18	2,2	5460
EWK-E 576/6	23	7,5	22	2,2	5930
EWK-E 900/5	30	11	30	3	9185
EWK-E 900/6	35	11	35	3	9795
EWK-E 1260/5	40	15	39	2 x 2,2	13865
EWK-E 1260/6	45	15	50	2 x 3	14900
EWK-E 1800/5	58	22	60	2 x 3	20570
EWK-E 1800/6	65	22	70	2 x 3	23820



EWK-E 1260



EWK-E 1800

Peso en Vacío (Kg)	Dimensiones (mm)						
	A	B	C	D	E	F	G
650	2.320	1.220	1.220	380		2"	1 1/4"
750	2.620	1.220	1.220	570		2"	1 1/4"
900	2.620	1.220	1.220	760		2"	1 1/2"
1180	2.660	1.534	1.534	570		2 1/2"	2"
1345	2.660	1.534	1.534	760		2 1/2"	2"
1575	2.960	1.534	1.534	950		2 1/2"	2"
1756	2.890	1.825	1.825	760	800	2 x 2"	2 x 1 1/2"
2075	3.190	1.825	1.825	950	800	2 x 2"	2 x 1 1/2"
2065	2.940	2.140	2.140	760	807	2 x 2 1/2"	2 x 2"
2440	3.240	2.140	2.140	950	807	2 x 2 1/2"	2 x 2"
2850	3.540	2.140	2.140	1.160	807	2 x 2 1/2"	2 x 2"
2960	3.520	2.440	2.440	950	1.156	2 x 3"	2 x 2"
3430	3.820	2.440	2.440	1.160	1.156	2 x 3"	2 x 2 1/2"
4385	3.980	4.125	2.025	950	660	3 x 3"	3 x 2 1/2"
4995	4.280	4.125	2.025	1.160	660	3 x 3"	3 x 2 1/2"
7265	4.360	4.260	3.040	950	950	4 x 3"	4 x 2 1/2"
8300	4.660	4.260	3.040	1.160	950	4 x 3"	4 x 2 1/2"
8810	4.290	4.100	4.100	950	660	6 x 3"	6 x 2 1/2"
10200	4.590	4.100	4.100	1.160	660	6 x 3"	6 x 2 1/2"

R 717 (Amoníaco)											
Presión Condensador (KPa)	Temp. Cond. (°C)	Temperatura de Bulbo Húmedo (°C)									
		16	18	20	21	22	24	26	27	29	32
1069	30	1.25	1.38	1.61	1.75	1.94	2.42	-	-	-	-
1138	32	1.06	1.19	1.35	1.44	1.56	1.84	2.31	-	-	-
1225	34	0.94	1.02	1.12	1.18	1.27	1.45	1.71	1.88	-	-
1245	35	0.88	0.94	1.04	1.09	1.15	1.30	1.51	1.64	2.08	-
1294	36	0.80	0.88	0.96	1.00	1.06	1.18	1.34	1.46	1.76	-
1362	38	0.74	0.78	0.83	0.86	0.90	0.98	1.09	1.19	1.40	2.10
1451	40	0.65	0.69	0.73	0.75	0.78	0.84	0.94	1.00	1.11	1.49
1558	42	0.59	0.61	0.64	0.66	0.68	0.72	0.78	0.83	0.90	1.15
1656	44	-	0.54	0.56	0.58	0.60	0.64	0.69	0.73	0.77	0.95

Tabla 1

R-12, 134a, 22, 500 y 502													
Presión Cond. (KPa)			Temp. Cond. (°C)	Temperatura de Bulbo Húmedo (°C)									
R-12	R-134a	R-22		16	18	20	21	22	24	26	27	29	32
643	771	1069	30	1.39	1.53	1.79	1.94	2.16	2.69	-	-	-	-
684	816	1157	32	1.18	1.32	1.50	1.60	1.73	2.04	2.57	-	-	-
725	864	1235	34	1.04	1.13	1.24	1.31	1.41	1.61	1.90	2.09	-	-
746	888	1255	35	0.98	1.04	1.16	1.21	1.28	1.44	1.68	1.82	2.31	-
768	913	1303	36	0.89	0.98	1.07	1.11	1.18	1.31	1.49	1.62	1.96	-
812	964	1374	38	0.82	0.87	0.92	0.96	1.00	1.09	1.21	1.32	1.56	2.33
858	1018	1432	40	0.72	0.77	0.81	0.83	0.87	0.93	1.04	1.11	1.23	1.66
907	1073	1527	42	0.65	0.68	0.71	0.73	0.76	0.80	0.87	0.92	1.00	1.28
956	1131	1604	44	-	0.60	0.62	0.64	0.67	0.71	0.77	0.81	0.86	1.06

Tabla 2

Factores para el cálculo de la capacidad de disipación de los Condensadores evaporativos Serie EWK-E

EWK-E SOUND POWER LEVEL CERTIFICATE

CERTIFICADO DE NIVEL DE PRESIÓN SONORA EWK-E

EWK Equipos de Refrigeración, S.A.

Hereby certifies that:

Por la presente certifica que:

The sound power of the EWK-E models supplied by EWK Equipos de Refrigeración, S.A. depending on rain density and fan speed are the values shown on the chart below, those measurements have to be performed according to DIN 45.635 (ISO 10.302/96).

La potencia sonora de los modelos EWK-E suministrados por EWK Equipos de Refrigeración, S.A. en función de la densidad de lluvia y el régimen de giro del ventilador son los valores mostrados a continuación en la tabla adjunta, estas medidas deben ser tomadas según la norma DIN 45.635 (ISO 10.302/96).

In order to get the sound pressure level on different distance from the cooling tower, fill in the following parameters:

Para conseguir el nivel de presión sonora a las distintas distancias respecto de la torre de refrigeración, rellene los siguientes parámetros:

$$SPL_{Evap. Condenser} (dB) = Lwa - 10 \log (2\pi r^2)$$

- *Lwa from the chart*
- *Lwa obtenido en la tabla*

To add up the power level noise from the "n" cooling towers follow the next formula:

Para sumar la potencia sonora de las "n" torres de refrigeración aplicar la formula siguiente:

$$SPL_{Total} (dB) = 10 \log \left[\sum_{i=1}^n 10^{\frac{SPL_i}{10}} \right]$$

After the calculation of the power level noise from the "n" cooling towers, use the first formula to obtain the pressure level noise at a distance "r":

Una vez calculada la potencia sonora de las "n" torres de refrigeración, aplicar la primera formula para obtener la presión sonora a una distancia "r":

Model Modelo	Sound Power (Lwa) Potencia Sonora (Lwa)		
	a	b	c
EWK-E 144	90	91	91
EWK-E 225	90	93	93
EWK-E 324	90	93	94
EWK-E 441	90	94	95
EWK-E 576	100	96	96
EWK-E 680	100	96	96
EWK-E 900	102	98	98
EWK-E 1260	102	98	98
EWK-E 1800	102	97	98

Fan speed 100%

Velocidad del ventilador 100%

Fan speed 50%

Velocidad del ventilador 50%

Fan speed 100% with exhaust silencer

Velocidad del ventilador 100% con silenciador de descarga



Javier Vaquero
Managing Director
Director General



Felipe Del Olmo
Production Manager
Director de Producción

Certificate date:

Fecha del certificado:

01.01.2012 a 31.12.2014

